
Auswirkungen der Magerverbrennung auf die Turbinenaerodynamik

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

von

Dipl.-Ing. Stavros Pylouras

aus Wiesbaden

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Heinz-Peter Schiffer
Mitberichterstatter:	Prof. Dr. rer. nat. Amsini Sadiki
Tag der Einreichung:	24. Mai 2011
Tag der mündlichen Prüfung:	05. Juli 2011

D 17
Darmstadt 2011



Erklärung zur Dissertation

Hiermit versichere ich, die vorliegende Dissertation ohne Hilfe Dritter nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Stavros Pyliouras

Darmstadt, Mai 2011



Danksagung

Die vorliegende Dissertation entstand am Fachgebiet für Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der Technischen Universität Darmstadt im Rahmen meiner vierjährigen Tätigkeit als Stipendiat der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) im Graduiertenkolleg *Instationäre Systemmodellierung von Flugtriebwerken*.

Ich danke Prof. Dr.-Ing. Heinz-Peter Schiffer, dem Leiter des Fachgebiets für Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe, dass er mir die Gelegenheit zur Promotion gab. Er motivierte mich durch das mir entgegengebrachte Vertrauen und die eingeräumten Freiheiten zum selbständigen Arbeiten und gab mir an den entscheidenden Wegpunkten meiner Arbeit sehr hilfreiche Ratschläge und Anregungen. Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr. rer. nat. Amsini Sadiki für die Übernahme des Korreferats.

Ich danke dem Industriepartner *Rolls-Royce Deutschland*, vertreten durch Erik Janke und Lars Willer, für die gute Zusammenarbeit.

Herzlich danken möchte ich meinen Kollegen am Fachgebiet für das freundschaftliche Miteinander. Insbesondere meine langjährigen Weggefährten Lucas Giller, Martin Kegalj, Andreas Lerch, Claudius Linker, Steffen Reising, Christoph Starke und Nils Winter waren stets bereit, mich mit fachbezogenen als auch mit fachfremden Unterhaltungen voranzubringen. Ich danke auch Jean Kadavelil, Benjamin Jastrow, Astrid Walle, Jan-Niklas Hau und Christian Hertle, die mich durch Ihre studentischen Arbeiten unterstützten.

Ein spezieller und sehr herzlicher Gruß geht an meine langjährigen Freunde. Ich möchte Ihnen danken für Ihre bedingungslose Freundschaft: Bosko Bojnovic, Dufhan Choi, Barbara Eschner, Georgios Koubouras, Yousef Nazirizadeh, Nikolaos Spyrou.

Mülheim an der Ruhr, Mai 2011

Stavros Pyliouras



Für meine Familie
Anke und Leonidas Pyliouras
Eugenia und Dimitrios Pyliouras
Franziska und Kostas Pyliouras



Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Motivation	1
1.2. Ziel der Arbeit	5
1.3. Stand der Forschung	8
1.3.1. Einfluss der nabenseitigen Sperrluftausblasung auf die Turbinen- aerodynamik	9
1.3.2. Interaktion zwischen Brennkammer und Turbinenaerodynamik . .	14
1.4. Gliederung der Arbeit	19
2. Numerische Modellierung	21
2.1. Simulationsprogramm und Transportgleichungen	21
2.2. Untersuchte Turbinengeometrien	27
2.2.1. Geometrie der <i>1,5-stufigen Versuchsturbine</i>	27
2.2.2. Geometrie der <i>E3E Core 3/2 Hochdruckstufe</i>	29
2.3. Gittererzeugung	33
2.3.1. Generelles Vorgehen	33
2.3.2. <i>1,5-stufige Versuchsturbine</i>	34
2.3.3. <i>E3E Core 3/2 Hochdruckstufe</i>	37
2.4. Randbedingungen	39
2.4.1. Strategie	39
2.4.2. Randbedingungen der <i>1,5-stufigen Versuchsturbine</i>	41
2.4.3. Randbedingungen der <i>E3E Core 3/2 Hochdruckstufe</i>	43
2.5. Drallrandbedingung	45
3. Validierung und Fehleranalyse	55
3.1. Validierung im niedrigen Machzahlbereich	55
3.2. Validierung im hohen Machzahlbereich	61
3.3. Fehleranalyse	64
3.3.1. Allgemeine Fehlerquellen	64
3.3.2. Gitterstudie zu den Berechnungen der <i>1,5-stufigen Versuchsturbine</i>	69
3.3.3. Gitterstudie zu den Berechnungen der <i>E3E Core 3/2 Hochdruckstufe</i>	72

4. Ergebnisse	75
4.1. Analyse der quantitativen Ergebnisse	75
4.1.1. Wirkungsgrad	75
4.1.2. Thermische Belastung	81
4.1.3. Auftriebsbeiwert	87
4.2. Analyse der qualitativen Ergebnisse	97
4.2.1. Sekundärströmungssysteme	97
4.2.2. Instationäre Mechanismen	106
4.2.3. Kopplung aerodynamischer und thermischer Effekte	112
5. Schlußfolgerungen	121
5.1. Zusammenfassung	121
5.2. Ausblick	125
A. Anhang	127
Literaturverzeichnis	127

Nomenklatur

Lateinische Großbuchstaben

A	Fläche	m^2
N	Anzahl der Schaufeln einer Schaufelreihe	—
P_{ij}	Reibungsspannungstensor	$\frac{\text{kg}}{\text{ms}^2}$
R	Gaskonstante der Luft	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
T	Temperatur	K

Lateinische Kleinbuchstaben

c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
c_v	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
c	Geschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
d	Durchmesser	m
e	Innere Energie	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
e_{ij}	Deformationsgeschwindigkeitstensor	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
f	Frequenz	$\frac{1}{\text{s}}$
g	Erdbeschleunigung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
h	Radiale Erstreckung einer Schaufel	m
k	Volumenkraft	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
n	Drehzahl	$\frac{\text{U}}{\text{min}}$
p	Druck	Pa
\dot{m}	Massenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
s	Sehnenlänge	m
t	Zeit	s
u	Geschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$

Griechische Großbuchstaben

Π	Druckverhältnis	—
-------	-----------------	---

Griechische Kleinbuchstaben

α	Strömungswinkel in Umfangsrichtung	°
β	Strömungswinkel in radialer Richtung	°
γ	Isentropenexponent	—
η	Dynamische Viskosität	$\frac{\text{kg}}{\text{ms}}$
η	Wirkungsgrad	%
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\frac{\text{W}}{\text{mK}}$
λ^*	Materialfunktion der Luft	$\frac{\text{kg}}{\text{ms}}$
ν	Kinematische Viskosität	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
ρ	Dichte	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
τ_{ij}	Schubspannungstensor	$\frac{\text{kg}}{\text{ms}^2}$
ω	Kreisfrequenz des Rotors	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Indizes

0	Quantität vor der Statorreihe
1	Quantität nach der Statorreihe
2	Quantität nach der Rotorreihe
0%	Innendurchmesser, Nabe
100%	Aussendurchmesser, Gehäuse
<i>ax</i>	Axial
<i>m, u, r</i>	Polare Koordinatenrichtungen
<i>q263</i>	Betriebspunkt: <i>q263</i> -Auslegung
<i>red</i>	Reduzierte Zahl
<i>rfE</i>	Reibungsfreie Endwände
<i>rotor</i>	Rotorgröße
<i>sek</i>	Sekundärluft oder Sekundärströmung
<i>stat</i>	Statische Größe
<i>tot</i>	Totalgröße
<i>turb</i>	Größe des Turbulenzmodells
<i>FANN</i>	Betriebspunkt: <i>FANN</i> -Test

Dimensionslose Kennzahlen

CFL	Courant-Friedrichs-Levy Zahl
Ma	Machzahl
R	Reaktionsgrad
Re	Reynoldszahl
y^+	Wandabstand
Φ	Durchflusszahl
Ψ	Leistungszahl

Abkürzungen

$3D$	Dreidimensional
$ACARE$	Zusammenschluss von Forschungseinrichtungen der Luftfahrt
BIP	Bruttoinlandsprodukt
$CAEP$	Umweltschutzgremium der zivilen Luftfahrt
CFD	Rechnergestützte Strömungssimulation
CO_2	Kohlendioxid (Treibhausgas)
DNS	Berechnungsverfahren: Direkte Numerische Simulation
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
$E3E$	Forschungsprogramm des Bundes
EU	Europäische Union
FVM	Berechnungsverfahren: Finite Volumen Methode
$GUZS$	Drall gegen den Uhrzeigersinn
$ICAO$	Internationale Organisation der zivilen Luftfahrt
$IPCC$	Weltklimarat der Vereinten Nationen
LES	Berechnungsverfahren: Large Eddy Simulation
LPP	Mager-vorgemischtes Brennkammerkonzept in Gasturbinen
$LuFo$	Luftfahrtforschungsprogramm des Luftfahrtbundesamtes
MPI	Parallelisierer: Multi Passing Interface
MTO	Betriebspunkt: Maximaler Startschub
NO_x	Stickoxide (Schadstoffe)
$OPEC$	Organisation Erdöl exportierender Länder
PA	Drall auf die Stator-Passagenmitte ausgerichtet
PIV	Bildbasierte Partikel Geschwindigkeitsmessung
$RANS$	Berechnungsverfahren: Reynolds Averaged Navier-Stokes
RQL	Fett-Mager Brennkammerkonzept in Gasturbinen
RR	<i>Rolls-Royce plc</i>
RRD	<i>Rolls-Royce Deutschland</i>

<i>SA</i>	Turbulenzmodell <i>Spalart-Allmaras</i>
<i>Tu</i>	Turbulenzgrad <i>k-ε</i> Modell
<i>U-RANS</i>	Instationäre <i>RANS</i> (siehe <i>RANS</i>)
<i>UZS</i>	Drall im Uhrzeigersinn
<i>VK</i>	Drall auf die Statorvorderkante ausgerichtet

1 Einleitung

1.1 Motivation

Eine Grundvoraussetzung für die Architektur der heutigen Wirtschaftsstruktur, die sich vor allem durch die Globalisierung der Märkte auszeichnet, ist die Vernetzung der Kontinente durch den kommerziellen Luftverkehr (siehe Abbildung 1.1). Dessen Anfänge wurzeln in der ersten Hälfte des 20. Jahrhunderts. Der Einsatz der Strahlantriebe in der zweiten Hälfte des vergangenen Jahrhunderts führte zu einer raschen Zunahme der Passagierzahlen. Die heutige Entwicklung der Passagierzahlen in Deutschland (siehe Abbildung 1.2 links) eilt fast jährlich von einem Höhepunkt zum nächsten. Besonders erwähnenswert ist dabei, dass vor allem die innereuropäischen Flugverbindungen und die Routen nach Asien zum Wachstum beitragen. Abbildung 1.2 rechts zeigt, wie sehr die Zuwachsraten der Tonnenkilometer über den Zeitraum der letzten 50 Jahre mit der Entwicklung des weltweiten Bruttoinlandsprodukts (*BIP*) korrelieren. Die enge Verknüpfung des Flugverkehrs mit der wirtschaftlichen Entwicklung der letzten Jahrzehnte begründet das Prestige der Flugindustrie. Weitere Gründe für das hohe Prestige der Flugbranche sind die hohe technische Komplexität ihrer Erzeugnisse und der Einfluss auf den Alltag des Menschen, positiv (Tourismus) wie negativ (Fluglärm).

Ein erheblicher Einflussfaktor des Flugverkehrs auf die Umwelt und somit auch auf den Menschen sind die CO_2 - und NO_x -Emissionen. Der *IPCC*, auch Weltklimarat genannt, beschäftigt sich seit ca. 20 Jahren mit der Zusammenführung der Beweise und Konsequenzen des anthropogenen Klimawandels durch den Treibhauseffekt. Der aktuellste Gesamtbericht (Assessment Report 4 von 2007, siehe [46]) hat einige politische Entscheidungsprozesse in Gang gesetzt, z.B. die Selbstverpflichtung der Europäischen Union (*EU*) zum $2^\circ C$ -Ziel, dokumentiert u.a. in der Richtlinie 2008/101/EG des Europäischen Parlaments und des Rates (siehe [27]). Diese Richtlinie von 2008 begründet den Einstieg des Luftverkehrs in das System für den Handel mit Treibhausgasemissionszertifikaten ab 2012 in der *EU*, womit der Luftverkehr dazu beitragen soll, die weltweite durchschnittliche Klimaerwärmung auf eine Erhöhung um $2^\circ C$ im Vergleich zur vorindustriellen Zeit zu begrenzen. Abbildung 1.3, entnommen aus dem *IPCC* Bericht von 2007 (aus [46]), dokumentiert die Zunahme der Treibhausgasemissionen (siehe Abbildung 1.3 a)). Gründe dafür sind vor allem die rasche Bevölkerungszunahme und die

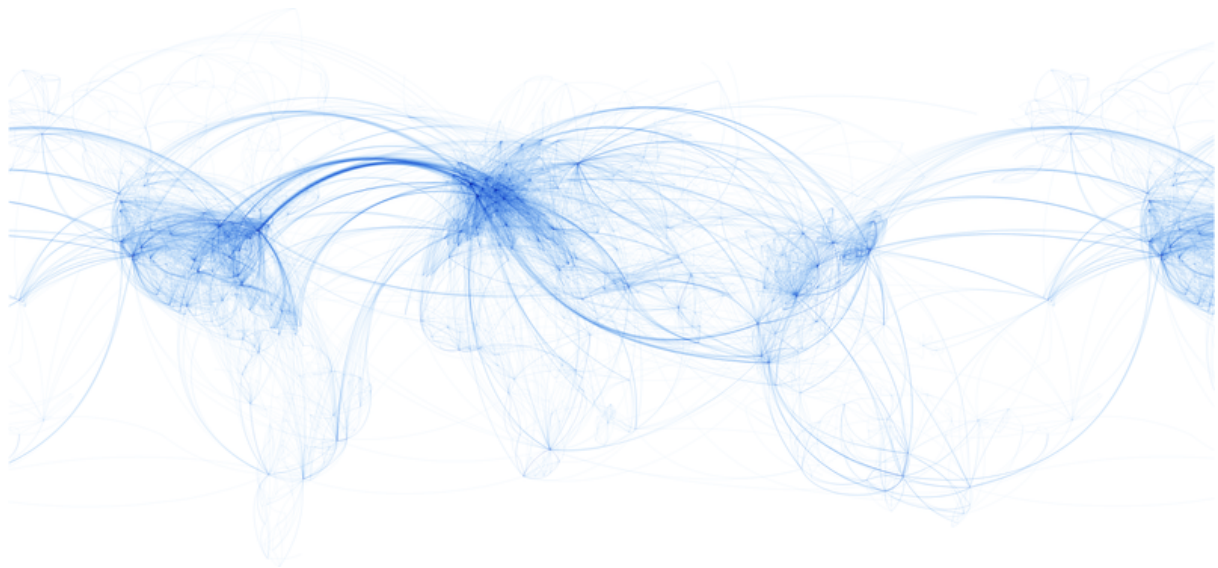


Abbildung 1.1.: Weltweite Flugrouten (aus [97])

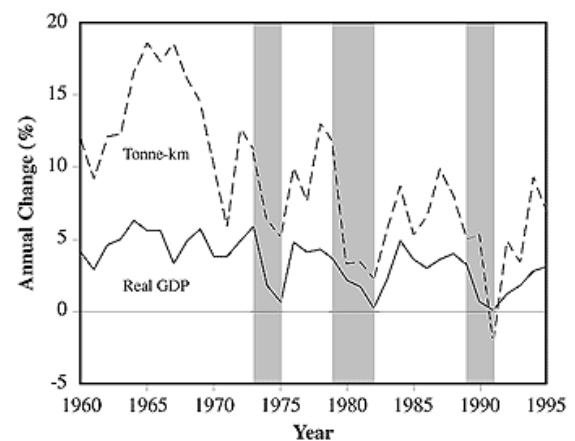
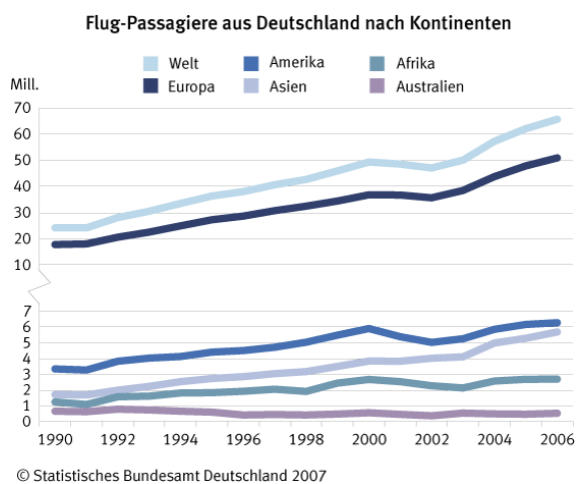


Abbildung 1.2.: Links: Flugpassagiere aus Deutschland (aus [24]), Rechts: Zuwachsraten der Tonnenkilometer und des Welt-BIP (aus [45])

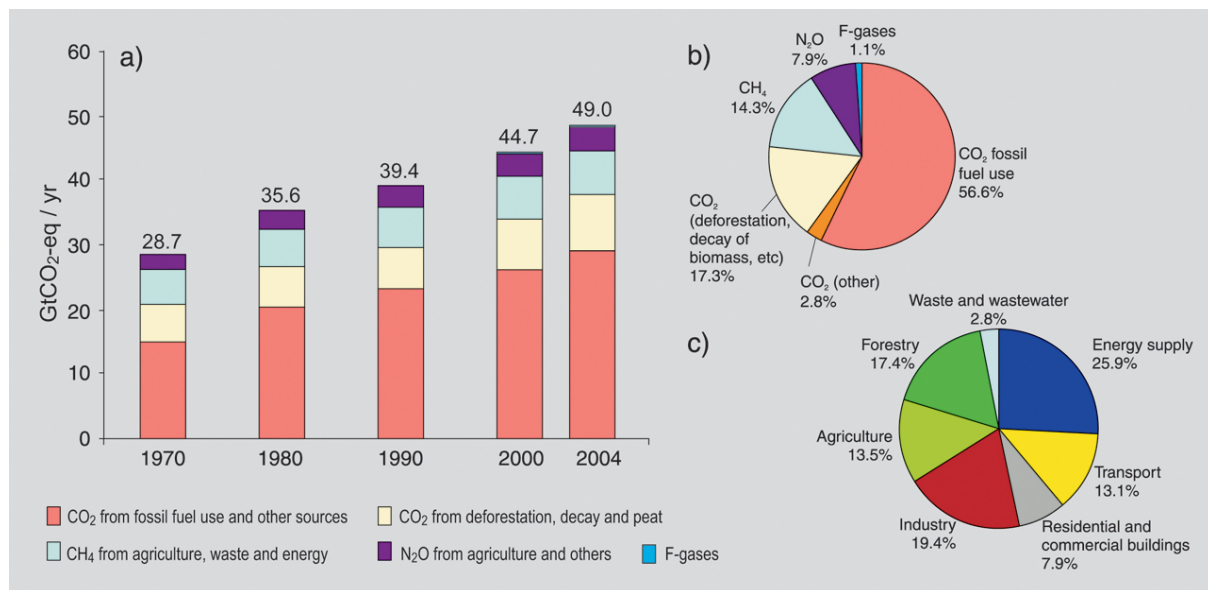


Abbildung 1.3.: a) Zeitliche Entwicklung der globalen Treibhausgase, b) deren chemische Zusammensetzung und c) deren Entstehungsursache (aus [46])

Industrialisierung des vergangenen Jahrhunderts. Laut Abbildung 1.3 c) beziffert sich der Anteil des gesamten Verkehrssektors an den emittierten Treibhausgasen auf 13,1%, worin neben den CO₂- auch die NO_x- Emissionen inbegriffen sind (siehe als Erläuterung Abbildung 1.3 b)). Der vom Weltklimarat (IPCC) im Jahre 1999 veröffentlichte Sonderbericht zur Beeinflussung der Umwelt durch den Flugverkehr (siehe *IPCC Special Report 1999 - Aviation and the Global Atmosphere* in [45]) schätzt den Anteil des Luftverkehrs an den Treibhausgasemissionen des gesamten Verkehrssektors auf 12% (siehe Abbildung 1.4 links oben), womit der Flugverkehr einen Anteil von 12% · 13,1% = 1,6% an den weltweit emittierten Treibhausgasen ausmacht.

Eine zusätzliche Belastung der Umwelt durch den Luftverkehr stellt laut dem oben genannten *IPCC Special Report* die Emission der Treibhausgase in Reiseflughöhe dar, sowie auch die Entstehung von Kondensstreifen. Neben der Beeinflussung der Umwelt durch die Luftfahrt gibt es auch wirtschaftliche Aspekte, die zur Senkung der Emissionen motivieren. In seinem Gesamtbericht von 2007 (siehe [46]) hat der Weltklimarat Fallbeispiele präsentiert, die die Kosten des Klimawandels in Relation setzen zur Erhöhung der Durchschnittstemperatur der Erde (siehe 1.4 rechts oben). Diese Fallbeispiele sagen bei einer Erfüllung des 2°C-Zieles moderate Kosten für die Weltwirtschaft voraus. Falls die Durchschnittstemperatur der Erde um mehr als 2°C verglichen zum vorindustriellen Stand steigt, sagt der Bericht erhebliche Mehrkosten für die weltweite Wirtschaft voraus. Weitere wirtschaftliche Aspekte, die die Minimierung der CO₂-Emissionen erfordern, sind die begrenzt vorhandenen Ölressourcen und die Entwicklung des Ölpreises (siehe Abbildung 1.4 unten). Bedingt durch politische Ereignisse unterliegt der Ölpreis

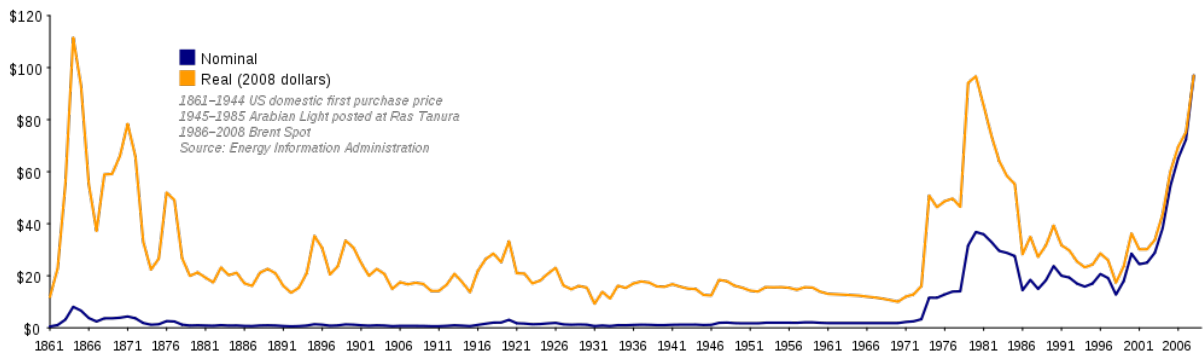
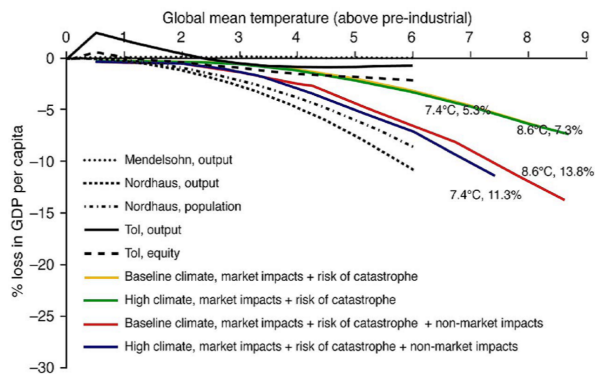
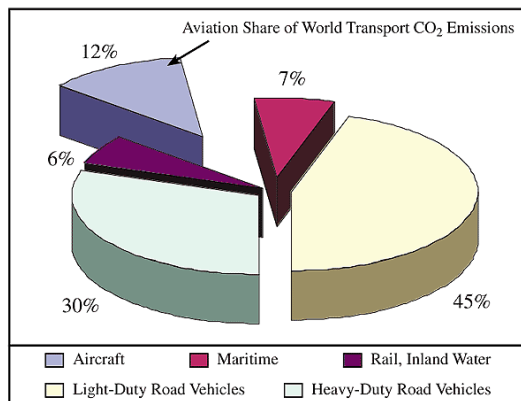


Abbildung 1.4.: Links oben: Anteil des Treibhausgasemissionen des Luftverkehrs an denen des gesamten Verkehrssektors, rechts oben: Einfluss der Klimaerwärmung aufs weltweite Pro-Kopf-BIP laut IPCC in [45], unten: Ölpreisentwicklung seit 1861, (aus [96])

erheblichen Schwankungen, wie z.B. dem Öl-Embargo der *OPEC* von 1973-74 oder dem Golfkrieg von 1990. Erhebliche Ölpreisschwankungen ergeben sich des Weiteren auch durch Naturkatastrophen wie z.B. dem Wirbelsturm Katrina im Jahre 2005 oder durch Wechselkursschwankungen.

1.2 Ziel der Arbeit

Die in Kapitel 1.1 aufgeführten gesamtwirtschaftlichen und umweltschutztechnischen Gründe führten im Jahre 2001 dazu, dass sich alle führenden europäischen Unternehmen der Luftfahrtindustrie und namhafte Forschungseinrichtungen Europas zu *ACARE* (*Advisory Council for Aerospace Research in Europe*) zusammenschlossen, um selbstverpflichtende Ziele bis 2020 zur Ausrichtung der Luftfahrt zu vereinbaren (siehe *European Aeronautics: A Vision for 2020* in [1]). Die wichtigsten Ziele bis 2020 im Vergleich zu 2001 sind:

- Halbierung des Fluglärms
- Halbierung der CO_2 -Emissionen
- Reduzierung der NO_x -Emissionen auf 20%

Diese Selbstverpflichtung der Luftfahrtindustrie ist sehr ambitioniert und übertrifft die gesetzlichen Vorgaben der internationalen Flugbehörde *ICAO* - *International Civil Aviation Organization*, die zur Zeit allein den Fluglärm und die NO_x -Emissionen begrenzen. Die Anstrengungen, die die Luftfahrtbranche unternimmt, um den Anforderungen der Zukunft gerecht zu werden, ließ das Umweltbundesamt u.a. in einem Workshop (2005, [25]) und einer Studie (2008, [31]) ausarbeiten. Alle dort beschriebenen Programme, die darauf abzielen das Kerntriebwerk in puncto Emissionen weiterzuentwickeln, planen überwiegend eine Umsetzung des Magerverbrennungskonzeptes. Die Realisierung der Magerverbrennung, auch als *LPP* (*Lean Premixed Prevaporized*) Verbrennung bekannt, zielt hauptsächlich auf die Reduktion der NO_x -Emissionen ab. Die Magerverbrennung wird in [16, 25, 54] erklärt und im Zuge der Literaturrecherche in Kapitel 1.3.2 thematisiert. Die Gesetzgebung für NO_x -Emissionen der *CAEP* (*Committee on Aviation Environmental Protection*), einem Komitee der *ICAO*, ist Abbildung 1.5 zu entnehmen. Das Konzept von *RRD* (*Rolls-Royce Deutschland*), um die regelmäßig sich verschärfenden gesetzlichen NO_x -Grenzwerte über die nächsten Jahre einzuhalten, ist in Abbildung 1.6 dargestellt.

Das in den Abbildungen 1.5 und 1.6 *E3E* (*Environment, Efficiency, Economy*) genannte Brennkammerprojekt ist Bestandteil dieser Arbeit. Finanziert durch das *Luftfahrtforschungsprogramm* (*LuFo*-Programm) des Luftfahrtbundesamtes, wurde unter Leitung von

ICAO NO_x – Charakteristik fortschrittlicher Brennkammerkonzepte

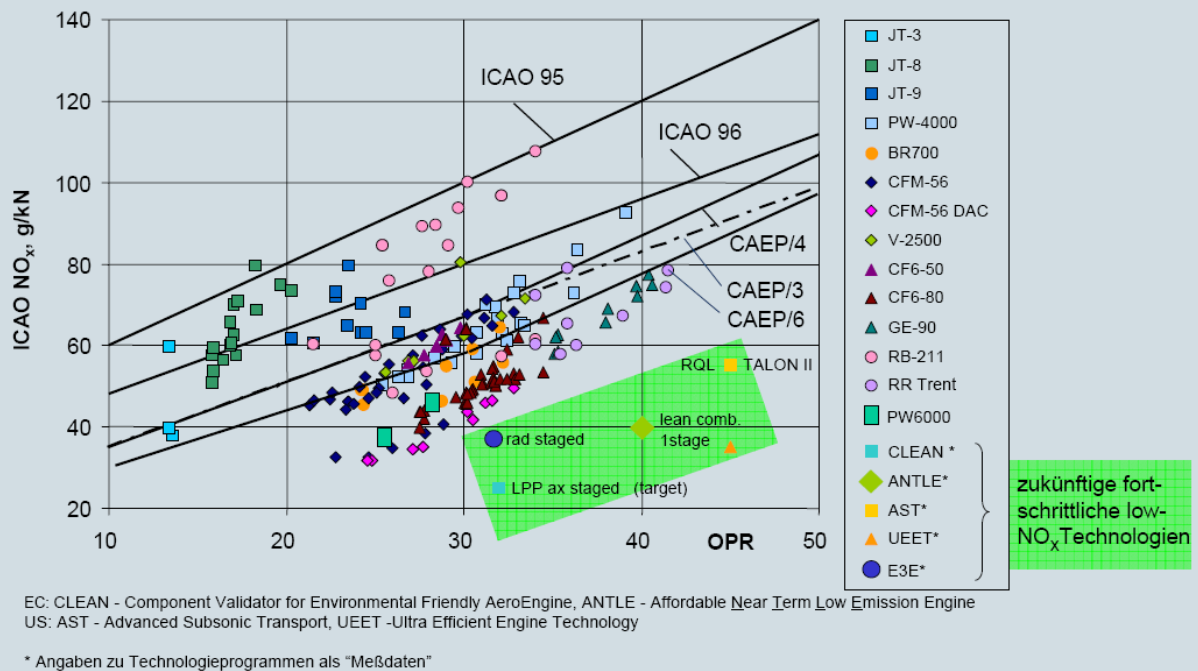


Abbildung 1.5.: CAEP-Grenzwerte für NO_x der ICAO (aus [25])

Re/Evolution zu intern gestufter Verbrennung (E3E-Techn.)

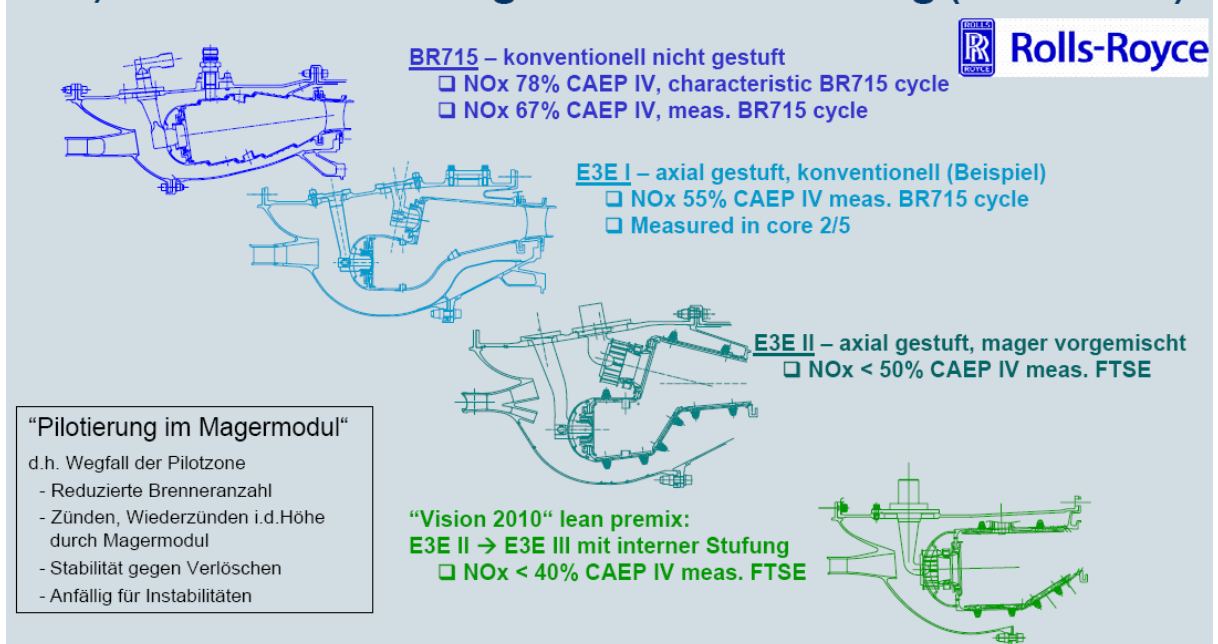


Abbildung 1.6.: Brennkammerkonzeptentwicklung von RRD (aus [25])

RRD eine Brennkammer entwickelt, die die aktuelle Gesetzgebung weit unterschreitet (siehe Abbildung 1.5). In Veröffentlichungen zur Brennkammer *E3E Core III* in [54] und [55] werden die Strömungseigenschaften am Brennkammeraustritt diskutiert. Da in der Magerverbrennung eine hohe Verdrallung der Strömung nötig ist, muss ein größerer Anteil des Hauptmassenstroms durch die Drallerzeugerdüsen geleitet werden. Die Auswirkungen dieser hochverdrallten Strömung auf die Aerodynamik der ersten Hochdruckturbinenstufe werden in der vorliegenden Arbeit untersucht.

Diese Arbeit ist Teil des DFG-Graduiertenkollegs „*Instationäre Systemmodellierung von Flugtriebwerken*“ und repräsentiert das Projekt A4 „*Modellierung von Vermischungsvorgängen in der Turbine*“. Gegenstand dieser Arbeit sind zeitaufgelöste, numerische Simulationen mit dem *RRD*-Programm *Hydra* an zwei unterschiedlichen Turbinenstufen. Zweck der Untersuchungen ist das tiefere Verständnis der komplexen Strömungsvorgänge in der ersten Turbinenstufe, um Vorschläge zur Steigerung des isentropen Wirkungsgrades der Komponente zu unterbreiten. Sekundäre Verlustmechanismen tragen dabei zu einem erheblichen Teil zu den Verlusten einer Turbinenstufe bei. Diesen bekannten Verlustmechanismen (siehe [16]) wird heute bereits während der Auslegung der Turbinenbeschaukelung Rechnung getragen. Da die Optimierung des Komponentenwirkungsgrades durch Forschung und Entwicklung stetig vorangetrieben wird, lohnt es sich, immer komplexere Strömungsdetails zu untersuchen und zu optimieren. Durch die o.g. Bestrebungen, die Magerverbrennung im Kerntriebwerk umzusetzen, entsteht möglicherweise eine weitere Quelle für Verluste in der Hochdruckturbinenstufe aufgrund der Interaktion der Brennkammer mit der Turbine. Da die erste Turbinenstufe meist auf Basis umfangsgemittelter, radialer Eintrittsprofile von Totaldruck, -temperatur und Strömungswinkeln ausgelegt wird, und bislang umgesetzte Brennkammerkonzepte zu einer vergleichsweise moderat verdrallten Eintrittsströmung führen, sind durch die Berücksichtigung der stark verdrallten Austrittsströmung zukünftiger Mager-Brennkammern Einflüsse auf die Turbinenstufenaerodynamik bzw. -wirkungsgrad und -kühlung zu erwarten. Ziel dieser Arbeit ist es, den quantitativen (Wirkungsgrad, Temperaturbelastung, Schaufelkraft) und qualitativen (Sekundärströmungssysteme, instationäre Effekte) Einfluss der verdrallten Brennkammeraustrittsströmung einer Mager-Brennkammer auf die Aerodynamik der nachfolgenden Hochdruckturbinenstufe zu untersuchen. Da sich der Fokus der Arbeit auf die Vorgänge in der Turbine richtet, allerdings die Rückwirkung der Turbine auf die Brennkammerströmung bei dieser Art der Herangehensweise nicht berücksichtigt werden kann, muss diese Arbeit als Untersuchung der unidirektionalen Brennkammer-Turbine Interaktion angesehen werden. Neben den Untersuchungen an der realen Triebwerksgeometrie *E3E Core III/2* wird auch eine Prüfstandsgeometrie analysiert. Damit können die Erkenntnisse aus den Berechnungen an der realen Triebwerksgeometrie den Simulationen des institutseigenen *1,5-stufigen Turbinenprüf-*

stand gegenübergestellt werden. Anhand dieser Gegenüberstellung kann anschließend eine Aussage über die Übertragbarkeit Prüfstandsergebnisse auf die Bedingungen des realen Triebwerks gemacht werden. Des Weiteren wird der Einfluss des veränderten Eintrittsprofils auf die Wärmebelastung der Oberflächen untersucht, z.B. der Schaufeloberfläche, den Endwänden und dem Bereich des Rotorspitzenspaltes. Alle numerischen Rechnungen werden zeitaufgelöst durchgeführt, um hoch aufgelöste Informationen zur Interaktion des Brennkammerdralls mit den in der Hochdruckstufe auftretenden Sekundärströmungen zu gewinnen, wie z.B. Hufeisenwirbel, Filmkühlung, Passagenwirbel, Rotorspaltströmung und Sperrlufteinblasung. Den zweiten Schwerpunkt der Arbeit bildet die Analyse und Wechselwirkung der nabenseitigen Sperrlufteinblasung vor der ersten Rotorreihe mit der Brennkammer-Turbine Interaktion. Studien zur Variation des Massenstroms und der Umfangsgeschwindigkeit der in den Ringraum eintretenden Sperrluft werden die Sperrluft-Hauptstrom Interaktion näher beleuchten.

1.3 Stand der Forschung

Drei Jahre nach dem Start des *DFG-Graduiertenkollegs 1344 - „Instationäre Systemmodellierung von Flugtriebwerken“*, in dessen Rahmen diese Arbeit entstand, wurde von den 14 teilnehmenden Stipendiaten in Kooperation mit dem Projektpartner *RRD* eine Machbarkeitsstudie zur ganzheitlichen Simulation eines Flugtriebwerks durchgeführt (siehe [32]). Aus diesem Projekt geht deutlich hervor, dass die zeitaufgelöste Betrachtungsweise der Vorgänge in einem Flugtriebwerk zukünftig Forschung und Entwicklung der Luftfahrt prägen wird. Grenzen einer ganzheitlichen Simulation stellen heute die unterschiedlichen Zeitmaßstäbe der instationären Vorgänge in einem Flugtriebwerk und die in diesem Zusammenhang begrenzte Rechenzeit dar. Für den Bereich der Hochdruckturbinenstufe ergeben sich beispielhaft nach [32] folgende Schnittstellen zu den umgebenden Komponenten:

- Endwände des Heißgaskanals: Wärmeverluste über die Systemgrenze
- Gehäuseendwand der Rotorschaukel: Einfluss des Schaufelspitzenspaltes auf den Betrag des Spaltmassenstroms
- Werkstoffkühlung: Oberflächentemperaturen dürfen nicht zur Schädigung des Werkstoffes führen
- Fluid-Struktur Interaktion am Rotor: Aerothermodynamisch angeregte Schaufelschwingungen oder selbsterregte Schwingungen
- Sekundärluftsystem: Im Kompressor abgezapfte Luft wird an der Brennkammer vorbei in die Turbine geführt

-
- Brennkammer-Turbine Interaktion: Turbineneintrittsbedingungen sind turbulent und instationär

Bisherige Auslegungen von Hochdruckturbinenstufen können aufgrund der technischen Komplexität noch nicht alle diese Schnittstellen berücksichtigen, obwohl für alle genannten Schnittstellen Potential zur Verbesserung des isentropen Komponentenwirkungsgrades existiert. Es folgen in den nächsten beiden Abschnitten die wichtigsten Aspekte zu den beiden Schnittstellen, die in dieser Arbeit im Fokus stehen. Zunächst wird der Stand der Forschung zur Interaktion zwischen der Ringraumströmung und dem Sekundärluftsystem in Form der nabenseitigen Sperrluftausblasung vor der ersten Rotorscheufelreihe erläutert. Anschließend wird der Forschungsstand zur Schnittstelle zwischen Brennkammer und Turbine beleuchtet.

1.3.1 Einfluss der nabenseitigen Sperrluftausblasung auf die Turbinenaerodynamik

Eine Schnittstelle, welche in Auslegungen berücksichtigt wird, ist die Schnittstelle der Turbine zum Sekundärluftsystem. Die Aufgabe des Sekundärluftmassenstroms ist die Kühlung der Turbine zum Schutz des eingesetzten Materials. Diese Aufgabe lässt sich unterteilen in:

- Abzweigung von Massenstrom aus dem Kompressor zur Kühlung der Turbinenschaufeln
- Kühlung des Radseitenraums und insbesondere der Rotorscheibe
- Abdichtung des Radseitenraums gegen Heißgaseintritt aus dem Heißgaspfad

Spalte, Schlitze und Bohrungen werden je nach Kühlungsstrategie an allen Turbinenringraumberandungen eingesetzt. Stellen, an denen ein relativ hoher Betrag an Kühlmassenstrom vorgesehen werden muss, sind die kinematisch bedingten Spalte zwischen rotierenden und nicht-rotierenden Schaufelreihen. Der kritischste Stator-Rotor-Spalt liegt vor der ersten Rotorscheufelreihe, da an dieser Stelle die zu überwindende Druckdifferenz zwischen Sekundärluftsystem und Ringraumströmung am geringsten und die Gefahr für einen Heißgaseintritt, der unter allen Umständen zu vermeiden ist, dadurch am höchsten ist. Bei der Auslegung von heutigen Turbinenbeschaukelungen (siehe [32]) wird die Sekundärluft berücksichtigt, indem Totaldruck, Totaltemperatur und Massenstrom dem Auslegungsprogramm als Randbedingungen übergeben werden. Die Schnittstelle zwischen Annulus und Kavität wird i.d.R. nach der Schaufelauslegung entworfen und ergibt sich aus vielfältigen Anforderungen. Aufgrund von Unterschieden in den Unternehmensphilosophien bezüglich der Kühlungsstrategie,

der Gestaltung des Sekundärluftsystems und den Unterschieden der Triebwerkstypen (z.B. Anzahl der Stufen, Wellen, Leistungsklasse) sind kaum geometrische Ähnlichkeiten zwischen den in der Literatur vorgestellten Kavitätengeometrien zu erkennen. Alle haben gemeinsam, dass die Interaktion zwischen Hauptströmung und Sperrlufteinblausung zu Wirkungsgradeinbußen führt und aus diesem Grund Gegenstand der Forschung des letzten Jahrzehnts ist.

Eine systematische Aufschlüsselung der Verluste wird in [28, 95] behandelt. Danach lassen sich die Gründe für Wirkungsgradeinbußen wie folgt unterteilen:

1. Kavitätenmassenstrom nimmt nicht vollständig am Kreisprozess teil
2. Heißgaseintritt in die Kavität
3. Durchströmung der Kavität
4. Vermischung der Sperrluft mit dem Hauptstrom
5. Inzidenzeffekte in den nachfolgenden Schaufelreihen (als Folge von 4.)

An der obigen Einteilung orientiert sich folgender Überblick über den aktuellen Forschungsstand und einigen Verbesserungsvorschlägen zur Sperrluft-Hauptstrom Interaktion.

Zu Punkt 1.: Berücksichtigt man den thermodynamischen Kreisprozess und lässt alle Eckdaten des Kreisprozesses konstant, mit dem Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{sek} als einzig frei wählbarem Parameter, so ergibt sich ein Wirkungsgradoptimum bei $\dot{m}_{sek} = 0$, da der Sekundärluftmassenstrom nicht an der Verbrennung teilnimmt und somit nur einen Bruchteil zum Kreisprozeß beiträgt. Eine Abzapfung von Sekundärluft ist jedoch unabdingbar, um die oben bereits genannten Kühlungsaufgaben zu erfüllen und somit die Erreichung der angestrebten Kreisprozesseckdaten überhaupt zu ermöglichen. Aus diesem Grund wird zunächst die Schaufelauslegung und -kühlung entworfen, um anschließend den Sekundärluftmassenstrom zu minimieren, solange eine robuste Kühlung garantiert ist. Der Sperrluftmassenstrom (auch Kavitätenmassenstrom) ist der Anteil der Sekundärluft, der zwischen Stator und Rotor in den Annulus strömt. Um diesen zu minimieren, kann der Stator-Rotor Spalt verkleinert werden, allerdings stehen dieser Maßnahme sicherheitsrelevante Vorgaben bezüglich des Mindestabstands zwischen nicht-rotierenden und rotierenden Komponenten gegenüber.

Zu Punkt 2.: Der Heißgaseintritt in die Kavität ist ein unter allen Umständen zu vermeidender Strömungszustand, da er die Betriebssicherheit der Gasturbine gefährdet. In [7] wird der Heißgaseintritt im Rahmen einer *CFD*-Parameterstudie beobachtet. Im Zuge einer starken Absenkung des Sperrluftmassenstroms kommt es dabei zum Heißga-

seintritt. Alle Untersuchungen und Verbesserungsvorschläge zur Sperrluft-Hauptstrom Interaktion müssen daher immer die Bedingung berücksichtigen, dass der Heißgaseintritt unter allen Umständen zu vermeiden ist.

Zu Punkt 3.: Zur Vorhersage des zur Vermeidung von Heißgaseintritt in die Stator-Rotor Kavität benötigten Sperrluftmassenstroms werden in [88] zweidimensionale und stationäre Simulationen ohne die Modellierung der Hauptströmung vorgestellt und mit Messungen der Druckverläufe in der Kavität verglichen. Es wird festgehalten, dass der ausschlaggebende Parameter die Druckdifferenz zwischen Annulus und Kavität ist. Die Druckdifferenz als Kriterium reicht aus, um einen Wert für den Sperrluftmassenstrom numerisch abzuleiten, jedoch empfehlen die Autoren zur Vorhersage des Heißgaseintritts und dessen Ausbreitung dreidimensionale Simulationen. In [63] wird die Radseitenraumgeometrie hinter einer Rotorscheufelreihe experimentell und numerisch untersucht. Mess- und Simulationsergebnisse stimmen erst bei Verwendung von dreidimensionalen, instationären Simulationen überein. Auch hier wird die Druckdifferenz als Schlüsselparameter eingestuft. Durch das Auftreten von Druckschwankungen im Annulus kommt es zum Heißgaseintritt in die Kavität. Aufgrund der höheren Belastung der Rotorscheibe, die zusätzlich zur thermischen Belastung auch den Fliehkräften standhalten muss, wird eine Geometrieveränderung vorgeschlagen. Dadurch werden Rezirkulationszonen im Strömungspfad des Sperrluftmassenstromes entlang der Rotorscheibe vermieden. Neben der Verbesserung der Strömungsführung wird auch eine Verbesserung der Kühlung des Rotors erzielt. Beim Durchströmen der Kavität entlang der Rotorscheibe kommt es zum sogenannten Rotor-Pumpen (siehe [80]). Rotor-Pumpen bezeichnet die Beschleunigung der Kavitätenströmung in Umfangsrichtung, die von der Haftbedingung an reibungsbehafteten Wänden hervorgerufen wird. In [77] wird eine starke Abhängigkeit der Kavitätenströmung von der Rotordrehzahl und dem Sperrluftmassenstrom im Allgemeinen und des Rotor-Pumpens im Speziellen festgestellt. Ebenfalls in [77] wird die Anwendung von instationärer *3D-CFD* zur besseren Prognose von Heißgaseintritt empfohlen. In einer älteren Studie ([20]) wird ohne Ringraumströmung eine Stator-Rotor Kavität experimentell und numerisch untersucht. Es wird beobachtet, dass eine Erhöhung des Sperrluftmassenstroms das Rotor-Pumpen abschwächt. Sehr gute Übereinstimmungen in Form von Nusselt-Korrelationen werden erzielt. Dies zeigt, dass beim Übergang zur gekoppelt betrachteten Sperrluft-Hauptstrom Schnittstelle komplexe Interaktionen die Vorhersage der Strömungseigenschaften erschweren. In [61] wird der Radseitenraum einer Industriegasturbine untersucht. Die Rotordrehzahl und das Rotor-Pumpen zeigen in diesen Untersuchungen einen höheren Einfluss auf die Kavitätenströmung als die Druckschwankungen im Annulus. Allerdings werden zur Beurteilung nur stationäre Simulationen berücksichtigt.

Zu Punkt 4.: Die Sperrluft-Hauptstrom Interaktion ist abhängig von mehreren Parametern, die sich gegenseitig beeinflussen und somit einfache Korrelationen unmöglich machen. Parameter sind:

- Geometrie
- Rotordrehzahl
- Rotor-Pumpen
- Betrag des Massenstroms
- Differenz zwischen den Einzelkomponenten der Geschwindigkeit von Kavitäten- und Hauptströmung:
 - Axial- und Radialkomponente: Blockage der Hauptströmung
 - Umfangskomponente: Scherung und Inzidenz
- Druckdifferenz zwischen Sekundärluftsystem und Ringraum
- Druckschwankungen durch Potentialfelder und Nachläufe von Statoren und Rotoren am Ort der Sperrlufteinblasung

Die aktuelle Literatur zur Sperrluft-Hauptstrom Interaktion zielt größtenteils darauf ab, Verständnis über die Vermischungsvorgänge zu erlangen. Zur Sperrluft-Hauptstrom Interaktion werden in [44] stationäre Simulationen vorgestellt. Es kristallisiert sich die Erkenntnis heraus, dass die Vermischungsverluste, hervorgerufen durch die Sperrluft, einen großen Anteil an den Gesamtverlusten der Turbine darstellen. Von der obigen Aufzählung der Parameter ist abzuleiten, dass abgesehen von einer Veränderung der Eckdaten des Kreisprozesses der einfachste Weg zur Beeinflussung der Interaktion eine Veränderung der Kavitätengeometrie ist. In [68] werden stationäre und instationäre Messdaten vorgelegt, die zeigen, dass die Strömung in der Kavität in Umfangsrichtung Inhomogenitäten aufgrund der externen instationären Druckverteilung aufzeigt. Auch der Inzidenz im Anströmwinkel des folgenden Rotors wird vermessen. Es wird eine nicht-achsensymmetrische Konturierung der Rotornabe bis zur Schnittstelle mit der Kavität vorgeschlagen.

In [7] wird aufgezeigt, dass die Höhe des Sperrluftmassenstroms sowohl die Strömungsstrukturen in der Kavität, als auch die Sperrluft-Hauptstrom-Interaktion beeinflusst. Mit der Variation des Sperrluftmassenstroms variiert auch der Heißgaseintritt. In [67] ergeben Untersuchungen, dass eine Erhöhung des Sperrluftmassenstroms sogar die Amplitude der Druckschwankungen am Austritt der Kavität senkt.

Ein sehr zentraler Aspekt wird in [23] in den Mittelpunkt gerückt und zwar die Scherung der Umfangskomponenten zweier Ströme, die sich im Falle der Stator-Rotor Kavität über den Inzidenz unmittelbar auf die Arbeitsentnahme auswirkt. In [23] werden zu dieser generellen Problematik Ansätze zur Abschätzung der Verluste präsentiert. Es wird weiterhin empfohlen, die Scherung der Sperrluft-Hauptstrom Interaktion soweit wie möglich zu minimieren. Auch in [30] ist die Scherung im Fokus, die zwischen den beiden Strömen auftritt. Verglichen wird eine rein radiale Einblasung mit einer rein tangentialen. Die Untersuchungen mit stationärer *3D-CFD* zeigen Vorteile im Wirkungsgrad für den Fall tangentialer Einblasung. Als weiterer Pluspunkt der tangentialen Einblasung wird die bessere Kühlung der Rotorplattform dargestellt, die sich durch die längere Verweilzeit der kühlen Sperrluft im Bereich der Einblasung für diesen Fall ergibt. Zur Umsetzung der tangentialen Sperrlufteinblasung werden Umlenkschaufeln angedacht, allerdings sehen die Autoren noch Forschungsbedarf bei der Analyse der instationären Vorgänge.

Sehr aufwendige Messungen (*PIV*) und Simulationen (instationäre *3D-CFD*) werden in [78] vorgestellt. Betrachtet werden die Druckdifferenz zwischen Kavität und Ringraum, die instationären Druckschwankungen und die Zeitabhängigkeit des Heißgaseintritts. Dabei wird eine Frequenz erfasst, die nicht der Rotorfrequenz entspricht. Dies wird auf Strömungsstrukturen in der Kavität zurückgeführt, was erneut die starke Geometrieabhängigkeit der Kavitätenströmung verdeutlicht.

Die Druckdifferenzen werden in einigen Arbeiten auch dazu benutzt, Methoden zu erarbeiten, die den Heißgaseintritt in die Kavität vorhersagen bzw. berechnen können. In [49, 80] werden theoretisch hergeleitete Korrelationen vorgestellt, die an Experimenten kalibriert werden, um den Heißgaseintritt zu quantifizieren. Basis des Ansatzes in [80] sind Vereinfachungen, wie die Annahme einer inkompressiblen, isentropen und eindimensionalen Durchströmung der Kavität. Korreliert wird der in die Kavität eindringende Heißgasmassenstrom mit der Druckdifferenz, die zwischen Sekundärluftsystem und Annulus vorherrscht. Essentiell ist die Berücksichtigung der periodisch, instationären Druckschwankungen im Ringraum, hauptsächlich ausgelöst vom Potentialfeld des Rotors. Diese Korrelation ergibt eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen der Kavität stromauf der Rotorscheufelreihe, allerdings nicht mit der Sperrlufteinblasung stromab des Rotors. Es wird vermutet, dass weitere, nicht identifizierte Effekte existieren, die in der Korrelation nicht enthalten sind. Zum Beispiel berücksichtigt der Ansatz naturgemäß nicht die starke Geometrieabhängigkeit der Kavitätenströmung. Sowohl das Rotor-Pumpen als auch eine Berücksichtigung der ortsfesten Statoren und dortiger Druckschwankungen in Form von Potentialfeldern und Nachläufen können ebenso nicht berücksichtigt werden.

Zu Punkt 5.: Der Wirkungsgradeinfluss der Sperrluft-Hauptstrom Interaktion wird in [59, 60, 87] untersucht. In [87] wird im Falle von Heißgaseintritt in die Kavität eine Verringerung des isentropen Wirkungsgrades von 0,6% gegenüber dem regulären Betrieb mit Sperrluftaustritt festgestellt. Instationäre Messungen sowie numerische Simulationen in [66] zeigen die instationären Strömungsvorgänge der Sperrluft-Hauptstrom Interaktion, welche durch Druckschwankungen ausgehend vom Potentialfeld der Rotorvorderkante hervorgerufen werden. Bei der Analyse der Aerodynamik der darauffolgenden Rotorschaukelreihe wird festgehalten, dass der Sperrluftmassenstrom an der Rotornabe vom sich in der Schaukelpassage bildenden Kanalwirbel aufgesogen und zur Mitte des Annulus transportiert wird. Dieser Effekt wird auch in [15, 67, 87] beobachtet.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Sperrluft-Hauptstrom Interaktion ein sehr komplexer, instationärer, turbulenter und dreidimensionaler Vorgang ist. Die starke Geometrieabhängigkeit verhindert eine gute Übertragbarkeit von Erkenntnissen. Kavitätengeometrien am Verknüpfungspunkt zwischen Sekundärluftsystem und Hauptstrom können erst nach Festlegung des Kreisprozesses und nach Abschluss der Entwicklung der Einzelkomponenten untersucht werden. Optimierungsversuche können daher erst erfolgen, wenn z.B. instationäre Simulationen unter Berücksichtigung der geometrie- und triebwerksspezifischen Randbedingungen Aufschluss über die Vermischungsvorgänge der Sperrluft-Hauptstrom Interaktion gegeben haben. Nur durch Festlegung einiger der o.g. Parameter ist z.B. eine Geometrieoptimierung möglich. Erheblicher Forschungsbedarf ergibt sich an der Stelle, da es kaum Veröffentlichungen zu Geometrieoptimierungen gibt. Auch instationäre Analysen zum Verständnis der Sperrluft-Hauptstrom Interaktion sind noch relativ selten.

1.3.2 Interaktion zwischen Brennkammer und Turbinenaerodynamik

Die stetige Verbesserung der Effizienz von Flugtriebwerken durch Forschung und Entwicklung ermöglicht und bedingt die Erforschung immer detaillierterer Strömungsphänomene, um auch in Zukunft Potentiale zur Wirkungsgradsteigerung auszuschöpfen. Am Beispiel der Turbinenkomponente, die Gegenstand dieser Arbeit ist, wird dies deutlich. Während zum Ende des vergangenen Jahrhunderts das Verständnis der Strömungsverluste in der Turbinenpassage im Zentrum der Forschung stand, so beschäftigen sich Untersuchungen in der heutigen Zeit aufgrund des technologischen Fortschritts immer mehr mit den Schnittstellen der Turbine zu den umliegenden Komponenten (siehe Aufzählung einiger Schnittstellen zu Beginn von Abschnitt 1.3). In diesem Kapitel wird der Stand der Forschung zur Schnittstelle zwischen der Turbinenkomponente und der

stromauf liegenden Brennkammer beleuchtet. Diese Schnittstelle wird auch in wegweisenden Veröffentlichungen (siehe [17, 40]) zur Ausrichtung der Forschung im Bereich der Turbinenaerodynamik in den nächsten Jahren als wichtig eingestuft. Wie bereits in Kapitel 1.1 am Beispiel der Firma *RRD* erläutert, wird die Erfüllung der künftigen NO_x - Emissionsvorgaben durch die schrittweise Umsetzung der Magerverbrennung geplant (siehe auch [54, 55, 79] und Abbildungen 1.5 und 1.6). Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit ist die numerische Untersuchung der Sensitivität der Turbinenaerodynamik einer realen Turbinenstufe und einer Prüfstandsturbine bezüglich einer Brennkammeraustrittsströmung, die aus einer Magerverbrennung resultiert. Die Magerverbrennung bedingt eine starke Durchmischung von Brennstoff und Luft, was im *E3E Core III* Technologieträger ([54, 55]) realisiert wird, indem ungefähr zwei Drittel des Hauptstroms durch den Drallerzeuger strömen. Die Folge ist eine inhomogene Strömung mit einem stark ausgeprägten Drallzentrum. Die quantitativen und qualitativen Einflüsse auf die Aerodynamik zwischen solch einer inhomogenen Turbineneintrittsströmung und einer homogenen und drallfreien Turbinenanströmung, wie sie in der Auslegung berücksichtigt wird, sind Gegenstand der Untersuchungen. Mögliche Auswirkungen einer inhomogenen Brennkammeraustrittsströmung sind:

1. Rückwirkungen auf Strömung und Verbrennung der Brennkammer
2. Steigende aerodynamische Strömungsverluste in der Turbine (Inzidenz, Veränderung der Wirbelsysteme)
3. Inhomogene thermische Belastung der Turbinenberandungen durch Heißgasstreifen (mehr Kühlungsmassenstrom nötig)
4. Zusätzliche instationäre Anregung des Rotors

Zu Punkt 1.: Bislang thematisieren wenige Veröffentlichungen eventuelle Rückwirkungen der Turbine auf die Strömung und Verbrennung der Brennkammer. Folgende Beispiele stammen aus der Brennkammerforschung. In [76] werden *LES*-Simulationen einer Brennkammer mit und ohne Statoren am Austritt des numerischen Modells präsentiert. Es ergeben sich starke Rückwirkungen der ersten Statorreihe auf die Brennkammerströmung. Quantifiziert werden diese Rückwirkungen anhand der unterschiedlichen Frequenzspektren der Druckschwankungen im Rechengebiet. Bei Hinzunahme der Statorreihe ins Rechengebiet steigt nicht nur die Amplitude der Druckschwankungen, sondern es ändert sich auch die Charakteristik des Frequenzspektrums. Der Einfluss der Statorreihe beschränkt sich dabei auf die zweite Hälfte der Brennkammer. Ein anderer Ansatz wird in [26] verfolgt, um die Sensitivität der Drallströmung auf veränderte Abströmbedingungen zu prüfen. Dazu werden verschiedene Strömungskonfigurationen vermessen. Bei identischer Drallzahl am Eintritt strömt in einen Fall

die Rohrströmung bei konstantem Durchmesser ungestört ab, im zweiten Fall wird der Durchmesser des Rohrs am Austritt halbiert. Der Vergleich bei niedriger Eintrittsdrallzahl zeigt marginale Unterschiede auf, bei hohen Drallzahlen sind die Unterschiede allerdings erheblich. Besonders deutlich wird dies anhand der Veränderung der Rezirkulationszone, die bei einer verengten Abströmung weiter stromaufwärts endet. Diese Arbeiten machen deutlich, dass die stark verdrehte Brennkammerströmung eines realen Triebwerks einer Rückwirkung der ersten Statorreihe unterliegen könnte. Eine sichtbare Interaktion zwischen Brennkammer und Turbine ist den numerischen Simulationen aus [93] zu entnehmen. Darin ist eine Rohrbrennkammer mit stark drallbehafteter Strömung zusammen mit einer Statorreihe modelliert. Das Drallzentrum trifft in jenem Aufbau auf die Vorderkante eines Stators, wird zur Saugseite und anschließend zur Nabe abgelenkt. Große thermische Belastungen lassen sich in der numerischen Lösung und in der realen Turbine übereinstimmend in der Region der Statorberandung erkennen, zu der das Drallzentrum abgelenkt wird. Daraus folgt, dass die Kopplung der beiden Komponenten Brennkammer und Turbine einen enormen Erkenntnisgewinn verspricht. In diesem Zusammenhang ist auch eine Reihe von Veröffentlichungen [82, 83, 84, 85, 86] zu nennen, die die Kopplung der Komponenten Kompressor, Brennkammer und Turbine beschreibt. Dabei werden die Turbokomponenten mit der *U-RANS* Methode und die Brennkammerströmung mit der *LES* Methode gerechnet, um eine bessere Genauigkeit zu erzielen. Der Austausch der Daten zwischen *U-RANS* und *LES* erfolgt mittels einer gesondert programmierten Schnittstelle. Ein weiter gehender Ansatz zielt auf eine Kopplung zwischen Brennkammer und Turbine in einer numerischen Simulation ab (siehe Forschungsarbeit aus [50]).

Zu Punkt 2.: Eine zusammenhängende Reihe von Veröffentlichungen (siehe [8, 9, 10, 11, 12, 13, 18, 21, 22, 41, 42, 51, 56, 92]) beschäftigt sich mit der Erstellung repräsentativer Turbineneintrittsprofile und der Analyse von Auswirkungen auf die Statoraerodynamik. Diese Profile werden an zwei verschiedenen Versuchsaufbauten generiert und werden hauptsächlich nach den umfangsgemittelten Totaldruckverläufen vor der Statorreihe unterschieden. Ausschlaggebend für die Ausbildung der Sekundärströmungen im Stator ist die radiale Lage der lokalen Totaldrucküberhöhung im Eintrittsprofil. Das von der klassischen Kanalströmung bekannte bauchige Profil, mit zu den Endwänden aufgrund der Wandreibung abnehmendem Totaldruck, führt in der Statorpassage zur Entstehung des saug- und druckseitigen Hufeisenwirbels und des Passagenwirbels. Diese Wirbelsysteme, genau beschrieben in der einschlägigen Grundlagenliteratur (z.B. in [16]), sind in ihrer Ausprägung abhängig von der Schaufelgeometrie und der Druckdifferenz zwischen Endwand und Hauptströmung. In der Versuchsreihe werden zusätzlich Eintrittsprofile generiert, die lokale Drucküberhöhungen in der Nähe der Endwand besitzen, und solche, die einen nahezu konstanten Verlauf über die ra-

diale Höhe aufweisen. Die Generierung dieser Profile zielt auf eine Nachbildung der in der Brennkammer eingeblasenen Kühlluftmassenströme ab. Bei der Anströmung der Statorreihe durch das radial konstante Totaldruckprofil kommt es durch den fehlenden Druckgradienten zwischen Endwand- und Hauptströmung nicht zur Entstehung des Hufeisen- und Passagenwirbels. Im Gegensatz dazu führt die Statoranströmung mit einem lokalen Totaldruckmaximum in der Nähe der Endwand neben der Bildung der bekannten Wirbel zur Entstehung eines zum Passagenwirbel gegensinnig drehenden Wirbels. Dieser unterstützt den Passagenwirbel dabei, kühles Fluid von der Endwand Richtung Kanalmitte zu transportieren und führt zu zusätzlichen Strömungsverlusten und Variationen des Abströmwinkels. Die Analyse der Schaufelbelastung anhand der statischen Drücke zeigt bei Variation der Eintrittsprofile Schwankungen der statischen Drücke nur auf der Saugseite, während die Druckseite unbeeinflusst bleibt. Eine Variation des Temperaturprofils hat bei den Untersuchungen zu keiner Beeinflussung der Wirbelsysteme geführt.

Zu Punkt 3.: In den Veröffentlichungen [2, 3, 4, 5, 6, 71] werden Studien zur Variation des Turbulenzgrades am Turbineneintritt beschrieben. Durch die starke Verdralung bei künftigen Magerverbrennungskonzepten wird die Turbulenz am Turbineneintritt stark zunehmen. Die Auswirkungen dieser Entwicklung werden u.a. anhand einer Kaskade untersucht. Es zeigt sich, dass sich durch Erhöhung der Eintrittsturbulenz (von unter 10% auf ca. 15%) die Wirbelsysteme, die sich in der Statorpassage bilden, abschwächen. Durch den höheren Impulsaustausch werden die Druckgradienten der Passage in radialer Richtung geringer und es überwiegen die Einflüsse der Turbulenz gegenüber den Wirbelsystemen. Auch die experimentell ermittelten Wärmeübertragungskoeffizienten unterliegen bei steigender Turbulenz deren Einfluss, während bei niedriger Turbulenz die Wandregionen hohe Wärmeübertragungskoeffizienten erfahren, in denen die Wirbelstrukturen dominieren. Die thermische Belastung der ersten Statorreihe wird sich allein deshalb erhöhen, da ein steigender Turbulenzgrad die Wärmeübertragungskoeffizienten anhebt. Ein weiterer Faktor, der dies begünstigt, ist die naturgemäße Abflachung des Totaltemperaturprofils am Turbineneintritt. Verglichen zu älteren Brennkammerkonzepten, wie z.B. dem *RQL*-Prinzip, findet durch die intensivere Vermischung der Strömung bei der Magerverbrennung eine Vergleichmäßigung des Temperaturprofils statt. Bei gleichbleibenden Kreisprozessexdaten führt dies zu einer höheren Temperatur an den Endwänden. Das Wissen um diese Tendenzen führt dazu, dass sich eine zunehmende Anzahl an Forschern und Entwicklern der Aufgabe zuwendet, die zusätzliche thermische Belastung von Turbinenkomponenten aufgrund der inhomogenen Temperaturverteilung der Zuströmung zu erforschen ([14, 19, 35, 36, 38, 39, 48, 57, 58, 64, 65]). Aus Sicht des Autors wird diese Betrachtungsweise, die sich auf die Beobachtung der Heißgasstrahlen konzentriert, bei der

Umsetzung der Magerverbrennung nicht ausreichen. Die vorhandenen thermischen Inhomogenitäten beeinflussen (siehe Erörterungen zu Punkt 2.) die Strömungsvorgänge zwar nicht, dafür führen die Inhomogenitäten, ausgelöst durch die hohe Verdrallung in Form von erhöhter Eintrittsturbulenz, Inzidenz und der ungleichmäßigen Totaldruckverteilung zu einer veränderten Durchströmung der ersten Statorreihe. Die Berücksichtigung der veränderten Strömungsvorgänge in der Statorpassage wird eine korrektere Widergabe der thermischen Belastung der Turbine durch die Heißgasstrahlen der Anströmung zur Folge haben.

Zu Punkt 4.: Wenige Veröffentlichungen behandeln den Einfluss einer inhomogenen Statoranströmung auf den darauf folgenden Rotor wie [64]. Thematisiert wird hauptsächlich die thermische Belastung des Rotors. Diese ist von den komplexen Vorgängen in der Statorreihe abhängig und lässt keine allgemeinen Schlussfolgerungen zu. Eine zusätzliche instationäre mechanische Anregung des Rotors wird in bisher keiner Veröffentlichung behandelt. Dazu soll diese Arbeit einen Beitrag leisten.

Wie diese Beispiele zeigen, ist Verbesserungspotential vorhanden, um die Interaktion zwischen Brennkammer und Turbine zu optimieren. Vor allem aus Sicht der Turbinenauslegung sind durch die Optimierung der Strömungsverluste und der eingesetzten Kühlmassenströme Wirkungsgradgewinne zu erwarten. Die vorliegende Arbeit ist ein erster Schritt weg von der getrennten Betrachtungsweise der beiden Komponenten hin zu einer ganzheitlichen Betrachtung. Insbesondere durch die Umsetzung der Magerverbrennung in zukünftigen Triebwerken wird die Auslegung der Turbinenkomponente auf Basis von umfangsgemittelten Profilen des Totaldrucks, der Totaltemperatur und der Strömungswinkel nicht mehr zu rechtfertigen sein. In diesem Kontext sollen in den folgenden Kapiteln erste Erkenntnisse zu den Auswirkungen einer drallbehafteten Turbineneintrittsströmung gesammelt werden. Dies kann allerdings nur als unidirektionale Brennkammer-Turbine Interaktion bezeichnet werden, da die Betrachtungsweise dieser Arbeit die Rückwirkungen der Turbine auf die Brennkammerströmung nicht beinhaltet. Innovative Aspekte der vorliegenden Arbeit ergeben sich durch die Verwendung zweidimensionaler Turbineneintrittsbedingungen (Totaldruck, -temperatur und Strömungswinkel), die Untersuchung an einer realen Triebwerksgeometrie und der Analyse der Übertragbarkeit der Einflüsse auf Prüfstandsbedingungen. Insbesondere die Hinzunahme des Drallcharakters am Eintritt und die zusätzliche Betrachtung des Rotors sind hier hervorzuheben.

1.4 Gliederung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit ist in fünf Kapitel unterteilt. Im Kapitel 1 erfolgt nach einer kurzen Einführung (1.1) die Beschreibung der Zielsetzung (1.2) der Arbeit. Im Kapitel 1.3 wird der Stand der Forschung bezüglich der Interaktion zwischen der Ringraumströmung und der Sperrluft (1.3.1) sowie der Einfluss realistischer Brennkammeraustrittsprofile auf die Aerodynamik der ersten Statorreihe in der Turbine (1.3.2) beleuchtet.

Im Kapitel 2 werden die Grundlagen und Vorgaben der numerischen Modellierung erläutert. Nach einer kurzen Einführung zum verwendeten Strömungslöser und der dazugehörigen Grundlagen in Kapitel 2.1 erfolgen die Beschreibung der abgebildeten Geometrien (2.2), der numerischen Gitter (2.3) und der verwendeten Randbedingungen (2.4) für jeweils beide Turbinengeometrien (*1,5-stufige Versuchsturbine* und *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*). Im gesonderten Unterkapitel 2.5 erfolgt die Erläuterung der zum Einsatz kommenden drallbehafteten Randbedingung am Turbineneintritt.

Kapitel 3 beschreibt die durchgeführten Validierungsberechnungen bei niedrigen (3.1) und hohen (3.2) Machzahlen und die zu berücksichtigenden Fehlerquellen (3.3).

Das Kapitel 4 erläutert die Ergebnisse parallel für beide untersuchten Geometrien, um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse einfacher aufzuzeigen. Das Kapitel 4.1 handelt über die quantitativen Ergebnisse. Dazu zählen die Ergebnisse der Wirkungsgrade (4.1.1), der thermischen Belastung (4.1.2) und der umgesetzten Schaufelkraft (4.1.3). Im Kapitel qualitative Ergebnisse (4.2) werden die Sekundärströmungssysteme (4.2.1), stationäre Strömungsmechanismen (4.2.2) und die Kopplung von aerodynamischen mit thermischen Effekten (4.2.3) untersucht.

Im Abschlusskapitel 5 erfolgen die Schlußfolgerungen der Arbeit in Form einer Zusammenfassung (5.1) und eines Ausblickes (5.2).



2 Numerische Modellierung

2.1 Simulationsprogramm und Transportgleichungen

Für die numerischen Simulationen dieser Arbeit wird das Programm *Hydra* (Version 6.01.03) angewendet, welches von *RR (Rolls-Royce plc)* zusammen mit Partneruniversitäten entwickelt wird (siehe dazu [53]). Es löst die Transportgleichungen der Strömung für Masse, Impuls und Energie. Eine ausführliche Herleitung und Diskussion der Gleichungen ist der einschlägigen Literatur zu entnehmen und übersichtlich in [91] dargestellt. Im Folgenden werden die Transportgleichungen für Masse (2.1), Impuls (2.2) und Energie (2.7) in ihrer allgemein gültigen Formulierung in der differentiellen Indexnotation aufgeführt. Diese basieren bereits auf der Kontinuumsannahme der Strömung. Die Kontinuitätsgleichung wird in der dargestellten Form (2.1) in *Hydra* verwendet. Damit werden die Kompressibilitätseffekte der Strömung berücksichtigt. Basierend auf einem kartesischen Koordinatensystem mit den drei Richtungen x_i für $i = 1, 2, 3$ bringt Gleichung 2.1 die Dichte ρ und die Geschwindigkeiten u_i in einen Zusammenhang. Zeitliche Änderungen werden über die Variable t erfasst. Eine Formulierung für inkompressible Strömungen ($\frac{D\rho}{Dt} = 0$) ist verfügbar, wird jedoch wegen der zu erwartenden Kompressibilitätseffekte und der besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse nicht verwendet.

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

Die Impulsbilanz in der Formulierung von (2.2) ist auch als erste Cauchysche Bewegungsgleichung bekannt. Erst durch die Modellierung des Spannungstensors τ_{ij} durch die Gleichungen (2.3) und (2.4) entstehen die Navier-Stokes Gleichungen. Gleichung (2.3) bildet den Spannungstensor τ_{ij} als Summe der Druckkräfte $-p\delta_{ij}$ und der Reibungsspannungen P_{ij} ab. In der Materialgleichung (2.4) wird der Reibungsspannungstensor P_{ij} in Zusammenhang mit den Reibungskräften ($\lambda^* e_{kk} \delta_{ij}$) und dem Deformationsgeschwindigkeitstensor e_{ij} (2.5) modelliert. Fluide, die - wie z.B. Gase oder Wasser - so abgebildet werden können, werden Newtonsche Fluide genannt. Gleichung (2.6) definiert die Druckzähigkeit η_D (auch Volumenviskosität) eines Newtonschen Fluids. Diese setzt sich aus λ^* , einer materialtypischen skalaren Funktion,

welche ein Maß für die viskose Dilatation ist, und der dynamischen Scherviskosität η zusammen. Die Stokessche Hypothese, welche die Vernachlässigung der Druckzähigkeit ($\eta_D = 0$) beinhaltet, führt zu einer Vereinfachung der Materialgleichung (2.4). Ein linearer Zusammenhang zwischen Reibungsspannungstensor (2.4) und dem Deformationsgeschwindigkeitstensor (2.5) entsteht. Die einzig für die vorliegende Arbeit denkbare Volumenkraft k_i , die Erdbeschleunigung g , wird aufgrund des verschwindenden Einflusses ebenfalls vernachlässigt.

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = \rho k_i + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.2)$$

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + P_{ij} \quad (2.3)$$

$$P_{ij} = \lambda^* e_{kk} \delta_{ij} + 2\eta e_{ij} \quad (2.4)$$

$$e_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.5)$$

$$\eta_D = \lambda^* + \frac{2}{3}\eta \quad (2.6)$$

Neben der Verwendung der Impulsbilanz (2.2) ist aufgrund der Berücksichtigung der Kompressibilitätseffekte auch die Lösung der Transportgleichung für die Energie e (2.7) nötig, auch bekannt als der erste Hauptsatz der Thermodynamik. Die Materialgesetze kommen auch in der Energiegleichung zum Tragen. Weitere Vereinfachungen ergeben sich durch die Annahme eines linearen Zusammenhanges zwischen dem Wärmestromvektor q_i und dem Gradienten der Temperatur T über eine konstante Wärmeleitfähigkeit λ , bekannt als Fouriersches Wärmeleitgesetz (2.8).

$$\rho \frac{De}{Dt} = \tau_{ji} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} \quad (2.7)$$

$$q_i = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.8)$$

Eine weitere Gleichung liefert die sogenannte Gasgleichung (2.9). Diese wird in *Hydra* unter der Annahme eines kalorisch perfekten, idealen Gases verarbeitet (2.10), mit konstanten spezifischen Wärmekapazitäten c_p und c_v und einer konstanten spezifischen Gaskonstante R . Dazu ist in *Hydra* allein die Angabe des Isentropenexponenten γ durch den Anwender nötig.

$$p = \rho RT \quad (2.9)$$

$$c_p, c_v, R, \gamma = \text{konst.} \quad (2.10)$$

Die Gleichungen (2.1),(2.2),(2.7) und (2.9) stellen ein nicht-lineares, partielles Differentialgleichungssystem zweiter Ordnung dar. Dieses Gleichungssystems kann direkt mit Hilfe der *Direkten Numerischen Simulation (DNS)* gelöst werden. Für technische Strömungen mit hohen Reynoldszahlen hingegen, wie im vorliegenden Fall für die Umströmung von Turbinenschaufeln (siehe Tabelle 3.1), führt die Auflösung aller Skalen der Turbulenz vor allem im Wandbereich zu einem zu hohen Rechenaufwand. Um den Rechenaufwand zu reduzieren, wird für die Berechnung der Turbinendurchströmung in der Praxis das oben genannte Gleichungssystem der *Reynoldsschen Mittelung* unterzogen. Zur *Reynoldsschen Mittelung* muss der Störungsansatz aus (2.11) für die jeweilige Transportgröße ϕ auf die Kontinuitätsgleichung, die Navier-Stokes Gleichungen und die Energiegleichung angewendet werden. Dieses Vorgehen und die darauffolgenden Vereinfachungen der Gleichungen sind ausführlich in [69, 81] erklärt und münden in den *Reynoldsschen Gleichungen*. Aus Gründen der Übersicht werden die aus der *Reynoldsschen Mittelung* der Gleichungen (2.1),(2.2),(2.7) und (2.9) resultierenden Gleichungen (2.12),(2.13),(2.14) und (2.15) für den Fall einer inkompressiblen Strömung dargestellt. Die darin unbekannten Terme $\overline{u'_i u'_j}$ aus Gleichung (2.13) und $\overline{u'_i T'}$ aus Gleichung (2.14) repräsentieren turbulente Scheinspannungen und den turbulenten Wärmeflussvektor und müssen modelliert werden (Schließungsproblem). Gleichung (2.16) zeigt beispielhaft die *Boussinesqsche Formulierung* der turbulenten Scheinspannungen, welche nach dem Einsetzen des Störungsansatzes (2.11) in der Navier-Stokes Gleichung (2.2) modelliert werden müssen. Auch in der Transportgleichung (2.7) für die spezifische Energie e oder äquivalent $c_p T$ wird der turbulente Wärmeflussvektorterm $\overline{u'_i T'}$ mit Hilfe eines Gradientenansatzes modelliert.

$$\phi = \overline{\phi} + \phi', \quad \phi = u_i(x_i, t), p, T \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.12)$$

$$\frac{D\bar{u}_i}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_i^2} - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_i} \quad (2.13)$$

$$\frac{D\bar{T}}{Dt} = \lambda \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_i^2} - \frac{\partial \overline{u'_i T'}}{\partial x_i} \quad (2.14)$$

$$\bar{p} = R\rho\bar{T} \quad (2.15)$$

$$\overline{u'_i u'_j} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \right) - \nu_{turb} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.16)$$

Zur Lösung dieses sogenannten Schließungsproblems gibt es mehrere Ansätze. In der vorliegenden Arbeit wird unter Berücksichtigung der vorliegenden turbulenten Strömungsbedingungen ein Wirbelviskositätsmodell als Turbulenzmodell ausgewählt, das *Spalart-Allmaras (SA)* Modell. Gerade für die vorliegende Anwendung, die instationäre kompressible Vorgänge beinhaltet, sind die Turbulenzmodelle sehr umfangreich, es wird daher für den gesamten Gleichungssatz auf die Literatur verwiesen ([69, 81]). Das *Spalart-Allmaras Modell* korreliert, ähnlich zu (2.16), den Scheinspannungstensor über die Wirbelviskosität ν_{turb} linear mit dem Deformationsgeschwindigkeitstensor der mittleren Geschwindigkeiten. Die Unbekannte wird in die Bestimmung der Wirbelviskosität verschoben, die mittels einer Differentialgleichung (siehe [90]) in der Form einer Transportgleichung ermittelt wird und damit die Schließung des gesamten Gleichungssystems ermöglicht. Durch die Verwendung einer Differentialgleichung wird das *Spalart-Allmaras Modell* als Eingleichungsmodell eingestuft. Basierend auf Empirie und Erfahrungen aus der *DNS (Direkte numerische Simulation)* liegen die Stärken des Modells in der robusten und im Vergleich zu Mehrgleichungsmodellen zeiteffizienten Berechnung der turbulenten Viskosität. Tragflügel von Flugzeugen dienen als Anwendung zur Kalibration des Modells. Die Schaufeln in Turbomaschinen werden unter *Re (Reynoldszahl)* ähnlichen Strömungen betrieben ($\mathcal{O}(10^6)$), weshalb das SA Turbulenzmodell auch in der Anwendung der Turbomaschinen gute Resultate liefert und in Industrie und universitärer Forschung zum Standardmodell zählt. Die Einfachheit

des Modells begründet sich auf Annahmen, wie z.B. der Isotropie bzw. Richtungsunabhängigkeit der Turbulenz und des Vorhandenseins einer voll turbulent ausgeprägten Strömung.

Das zu lösende nicht-lineare, partielle Differentialgleichungssystem zweiter Ordnung wird auf einem numerischen Gitter mit der *Finite Volumen Methode (FVM)* diskretisiert und von *Hydra* gelöst. Die stationäre (*RANS*) und instationäre (*U-RANS*) Version von *Hydra* beinhaltet jeweils eine Diskretisierung zweiter Ordnung der zeitabhängigen Terme in den gelösten Transportgleichungen. Hierbei ist die implizite Formulierung implementiert, die im Vergleich zur expliziten Formulierung weniger sensitiv auf eine *CFL-Zahl (Courant-Friedrichs-Levy)* > 1 ist. Im stationären Fall werden die Zeitterme zur numerischen Dämpfung und damit zur Verbesserung des Konvergenzverhaltens verwendet, dies wird auch Pseudo-Zeitschrittverfahren genannt. Ein weiterer Vorteil ergibt sich durch den Einsatz des Pseudo-Zeitschrittverfahrens für stationäre Anwendungen beim Übergang zu instationären Problemen. Dadurch ist die Programmierung eines einzigen Satzes an Gleichungen für beide Fälle nötig, da der Fall einer stationären Simulation einen mathematischen Sonderfall der instationären Simulation darstellt, bei dem die Pseudo-Zeitterme gegen 0 tendieren müssen. Dies steigert zudem die Vergleichbarkeit. Alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten instationären Simulationen basieren auf der *sliding mesh* Methode und werden mit einer auskonvergierten stationären Lösung als Initiallösung gestartet. Die Wahl der physikalischen Zeitschrittweite geht aus einer Parameterstudie der Arbeit [37] hervor. Darauf beruhend wird in allen instationären Simulationen der vorliegenden Arbeit die physikalische Zeitschrittweite so gewählt, dass pro Durchlauf einer Rotorpassage 80 Zeitschritte bei 50 inneren Iterationen verwendet werden. Zur Beschleunigung der Gleichungslösung wird das Mehrgitterverfahren angewendet (siehe [62]). Bei der Anwendung des Mehrgitterverfahrens kommen in dieser Arbeit stets vier Gitterebenen zum Einsatz. Wandfunktionen zur Überbrückung der viskosen Unterschicht der Wandgrenzschichten kommen ebenfalls zur Beschleunigung der Berechnungen und zur Einsparung von Gitterzellen zum Einsatz. *Hydra* verwendet dabei erweiterte Wandfunktionen, die vom lokalen, dimensionslosen Wandabstand y^+ abhängen. Der dimensionslose Wandabstand y^+ ist eine Funktion des realen Wandabstandes y , der turbulenten Referenzgeschwindigkeit u_τ und der kinematischen Viskosität ν (siehe (2.17)).

$$y^+ = \frac{u_\tau \Delta y}{\nu} \quad (2.17)$$

In detailliert aufgelösten Wandgrenzschichten ($y^+ = 1 \dots 10$) wird die viskose Unterschicht erfasst und die Wandfunktionen werden deaktiviert. Für höhere Werte ($y^+ =$

30...300) kommen die Wandfunktionen zum Einsatz (siehe [81]). Detaillierte Informationen zur Implementierung der Wandfunktionen in *Hydra* sind dem Benutzerhandbuch ([75]) zu entnehmen, die theoretischen Grundlagen sind in [69] festgehalten.

Hydra verarbeitet die numerischen Netze unstrukturiert, was eine Vielzahl an Anwendungen erlaubt, allerdings den Vorteil von strukturierten Netzen nicht ausnutzt. Dies führt zu geringfügig längeren Berechnungen. *Hydra* ist parallelisiert und nutzt zur Simulation auf acht Prozessoren das Programm *MPI* (*Multi Passing Interface, Version 1.2.5*). Für die auszuführenden Berechnungen existiert ein eigenständig angelegtes Netzwerk von acht Großrechnern mit jeweils acht Prozessoren. Ein für diese Arbeit typischer instationärer Fall verbraucht auf allen acht Prozessoren eines Großrechners ca. 3 Monate Rechenzeit. Die technischen Details eines solchen Großrechners sind Tabelle 2.1 zu entnehmen.

Betriebssystem	OpenSuSE 10.3 64bit
Arbeitsspeicher	16GB
Motherboard	X7DBE+
Prozessoren	Intel Dual Xeon QuadCore (2,33GHz)
Speicherbedarf	2TB

Tabelle 2.1.: Technische Details eines von acht zum Einsatz gekommenen Großrechners

	Stator 1	Rotor 1	Stator 2
Anzahl der Schaufeln, $N [-]$	30	45	30
Innendurchmesser, $d_{0\%} [mm]$	677,5	677,5	677,5
Außendurchmesser, $d_{100\%} [mm]$	881,0	881,0	881,0
Sehnenlänge $s [mm]$	97,5	69,2	96,8
Axiale Sehnenlänge $s_{ax} [mm]$	60,9	53,2	70,4
Schaufelhöhe, $h [mm]$	101,75	101,75	101,75
Seitenverhältnis, $\frac{h}{s} [-]$	1,04	1,47	1,05
(Relativer) Zu-/Abströmwinkel, $\alpha [grad]$	0/73,7	(38,6/ – 71,4)	–29,8/70,6

Tabelle 2.2.: Geometrische (gemittelte) Eckdaten zur 1,5-stufigen Versuchsturbine

2.2 Untersuchte Turbinengeometrien

2.2.1 Geometrie der 1,5-stufigen Versuchsturbine

Die institutseigene 1,5-stufige Versuchsturbine wird für diese Arbeit als Geometrie gewählt, um die Einflüsse inhomogener, verdrahter Zuströmung auf die Aerodynamik der Turbine zu untersuchen. Die Geometrie der Beschaukelung ist von einer Hochdruckstufe eines realen Triebwerks abgeleitet und wurde von RRD zur Verfügung gestellt. Im Rahmen des Partnerprojekts B5: „Experimentelle Untersuchungen von Vermischungsvorgängen in einer 1,5-stufigen Turbine“ im Graduiertenkolleg „Instationäre Systemmodellierung von Flugtriebwerken“ sind experimentelle Untersuchungen zur Interaktion der Hauptströmung mit der Rotorspitzenpaltströmung und der nabenseitigen Sperrluft einblasung geplant. Anhand dieser Arbeit wird eine numerische Datenbasis für spätere Vergleiche mit Messungen geschaffen. Tabelle 2.2 stellt die wichtigsten Daten zur Klassifizierung der Geometrie dar.

Der Prüfstand ist als offener Kreislauf konzipiert und wird in einer Maschinenhalle betrieben. Luft wird über einen Axialkompressor angesaugt und verdichtet. Die Rotationsachse verläuft vertikal und die Beschaukelung wird von unten nach oben durchströmt. Die Luft verläßt die Turbine ca. zwei axiale Sehnenlängen stromabwärts der zweiten Statorreihe und strömt ungestört in die Maschinenhalle. Eine Schnittansicht des Prüfstands ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Darin ist die Geometrie der Kavität zwischen erstem Stator und Rotor dargestellt. Der Entwurf der Kavitätengeometrie ist in [94] beschrieben und basiert auf einer Kavität eines RRD-Triebwerks.

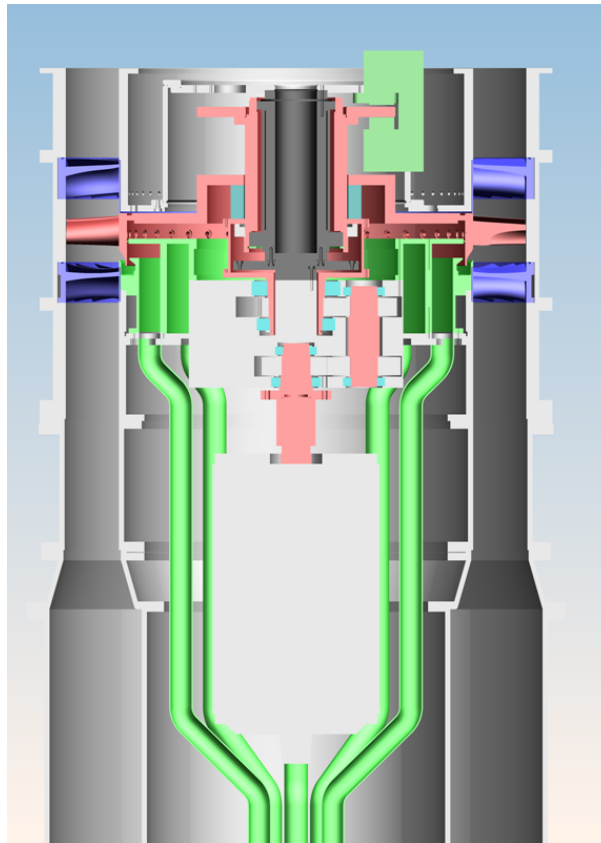


Abbildung 2.1.: Schnittansicht der *1,5-stufigen Versuchsturbine*; blau = Statorreihen eins und zwei; rot = Rotorreihe und -scheibe; grün = Sekundärluftsystem; (aus [72])

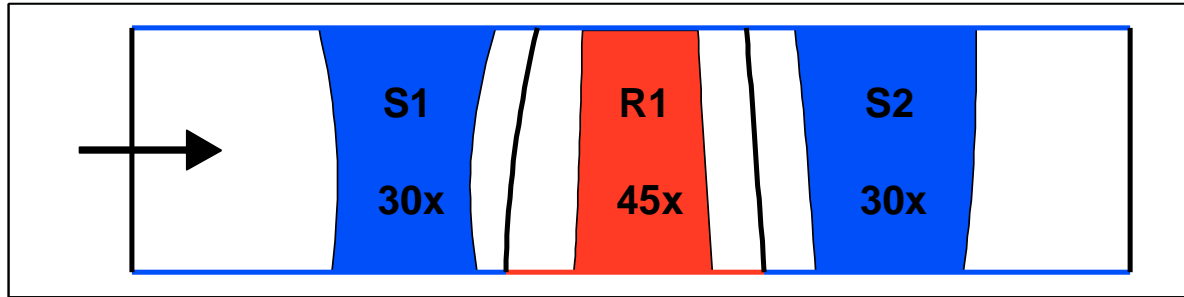


Abbildung 2.2.: 1,5-stufige Versuchsturbine: Geometrie ohne Sperrlufteinblasung (blau = stehende Wände und Statorschaufeln; rot = rotierende Wände und Rotorscheaufeln; schwarz = numerische Ein- und Auslässe sowie Mischebenen)

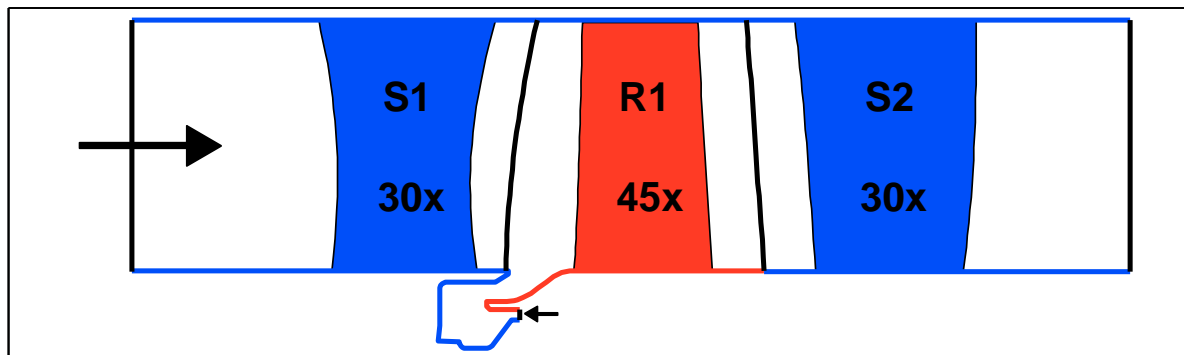


Abbildung 2.3.: 1,5-stufige Versuchsturbine: Geometrie mit Sperrlufteinblasung (blau = stehende Wände und Statorschaufeln; rot = rotierende Wände und Rotorscheaufeln; schwarz = numerische Ein- und Auslässe sowie Mischebenen)

Gegenstand der Untersuchungen ist die Geometrie der 1,5-stufigen Versuchsturbine mit und ohne Kavitätengeometrie. Beide Varianten der Geometrie sind mit numerischen Ein- und Auslässen sowie Mischebenen in den Abbildungen 2.2 und 2.3 übersichtlich dargestellt.

2.2.2 Geometrie der E3E Core 3/2 Hochdruckstufe

Das Kerntriebwerk E3E Core 3/2 ist ein Technologieträger der Firma RRD, mit dem die zukünftigen Anforderungen an Wirtschaftlichkeit, Schadstoffausstoß und Effizienz erfüllt werden sollen. Im Rahmen des durch den Bund geförderten Projektes E3E entwickelt und testet RRD derzeit ein Kerntriebwerk, welches durch die Umsetzung des Magerverbrennungskonzeptes den sich künftig verschärfenden Schadstoffemissionsgrenzen genügen soll. Die Auswirkungen der Magerverbrennung auf die Turbine-

	Stator 1	Rotor 1
Anzahl der Schaufeln, $N[-]$	20	54
Innendurchmesser, $d_{0\%} [mm]$	499,1	496,9
Außendurchmesser, $d_{100\%} [mm]$	590,1	590,0
Sehnenlänge $s [mm]$	76,4	29,7
Axiale Sehnenlänge $s_{ax} [mm]$	33,7	22,2
Schaufelhöhe, $h [mm]$	45,5	46,6
Seitenverhältnis, $\frac{h}{s} [-]$	0,60	1,57
(Relativer) Zu-/Abströmwinkel, $\alpha [grad]$	5,5/77,6	(47,9/ – 72,3)

Tabelle 2.3.: Geometrische (gemittelte) Eckdaten zur *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*

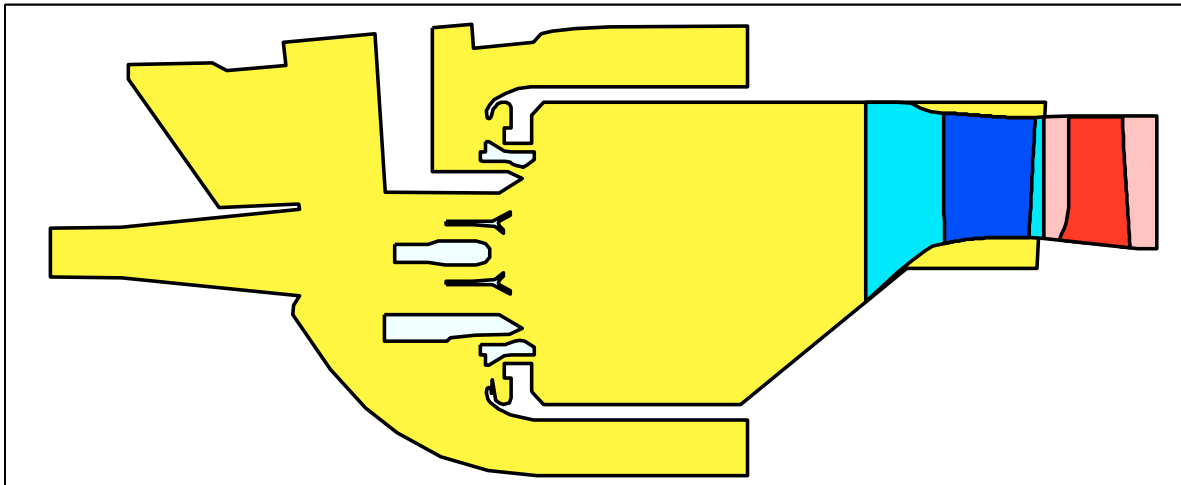


Abbildung 2.4.: *E3E Core 3/2*: Rechengebiet der Brennkammer (gelb) inkl. Kompresso-raustritt und Turbinengeometrie ohne Sperrlufteinblasung (blau = Sta-torreihe; rot = Rotorreihe)

naerodynamik werden somit in dieser Arbeit an einer Geometrie untersucht, welche in Zukunft auch auf dem Prüfstand unter Flugbedingungen hierzu untersucht werden wird. Einige Eckdaten zur *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* sind Tabelle 2.3 zu entnehmen.

Abbildung 2.4 zeigt das Rechengebiet einer von *RRD* durchgeführten Brennkammer-simulation. Diese erstreckt sich in das Gebiet der Turbinenstufe bis kurz nach der Statorhinterkante. Abweichungen zwischen der Turbinengeometrie und der in der Brennkammersimulation verwendeten Geometrie beschränken sich auf den Austritt der Brennkammergeometrie. Am Eintritt in das Rechengebiet der Turbine stimmen beide Geometrien überein. An jener Position wird eine zweidimensionale, inhomogene Strö-mungstraverse aus der Brennkammersimulation extrahiert, um Turbinensimulationen unter Dralleinfluss zu generieren.

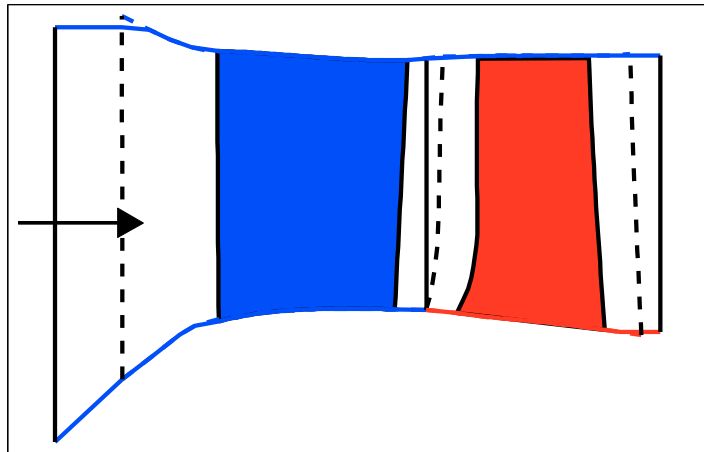


Abbildung 2.5.: *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*: Vergleich zwischen *q263*-Geometrie (gestrichelt) und gerechneter Geometrie ohne Sperrluft (blau = stehende Wände und Statorschaufeln; rot = rotierende Wände und Rotorscheaufeln; schwarz = numerische Ein- und Auslässe sowie Mischebenen)

Abbildung 2.5 zeigt einige kleinere Veränderungen der Ringraumgeometrie, welche - verglichen zum Originalzustand der Auslegung - vorgenommen wurden.

- Verlängerung der modellierten Turbinengeometrie stromaufwärts bis zu dem Punkt, an dem die drallbehaftete Randbedingung aus der Brennkammer übergeben wird
- Anpassung der Gehäuselinie in der Zuströmung des Stators an die reale Geometrie des Brennkammeraustritts
- Neuausrichtung der Verknüpfungsebene zwischen Stator- und Rotorreihe zur besseren Auswertung der Ergebnisse
- Verlängerung der Austrittsebene bei konstantem Querschnitt stromabwärts des Rotors zur Verbesserung der numerischen Stabilität der Austrittsrandbedingung

Die gesamte Hochdruckturbinen des *E3E Core 3/2* Kerntriebwerks besteht aus zwei Hochdruckstufen. Aufgrund der ungünstigen Schaufelzahlverhältnisse und der begrenzten Ressourcen an Rechenzeit, wird die zweite Statorreihe nicht in den numerischen Modellen berücksichtigt. Dies muss beim Vergleich der Ergebnisse mit den Simulationen der *1,5-stufigen Versuchsturbine* beachtet werden.

Die Anzahl der über den Umfang installierten Brennkammersegmente und Stator- und Rotorscheaufeln der ersten Stufe ist Tabelle 2.4 zu entnehmen. Diese müssen zur Erfassung instationärer Effekte durch Verwendung der sogenannten *sliding mesh* Methode einen möglichst großen gemeinsamen Teiler vorweisen, um möglichst wenige Einzel-

	Original	Skaliert auf	Modell
Brennkammer	14	14	2
Stator 1	20	21	3
Rotor 1	54	56	8

Tabelle 2.4.: Manipulation der realen Schaufelzahlen der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* und Überführung in ein numerisches Modell

segmente der verschiedenen Abschnitte modellieren zu müssen. Der modellierte Kreissektor der Statorreihe muss dabei den selben Winkel aufweisen wie der Winkel des Rotorsektors. In der vorliegenden Arbeit wird der größte gemeinsame Teiler 7 gewählt, um möglichst wenige Veränderungen an der Schaufelanzahl vorzunehmen und gleichzeitig möglichst wenige Schaufeln im instationären Gesamtmodell erfassen zu müssen. Eine ausführliche Dokumentation der durchgeführten Veränderungen zur Skalierung der Schaufelzahlverhältnisse von 20-54 auf 21-56 ist in [47] zu finden. Zur Skalierung wird eine von *RRD* in der Praxis angewandte Methode verwendet, welche in [73] ausführlich beschrieben wird. Dabei wird zunächst die Geometrie der Statoren manipuliert. Hierzu wird auf 21 Höhenschnitten entlang der festgehaltenen Statorhinterkante die Schaufel in axialer und Umfangsrichtung geometrisch skaliert. Im vorliegenden Fall müssen die 20 Schaufeln durch 21 ersetzt werden, womit die Multiplikation mit dem Faktor $\frac{20}{21}$ erfolgt. Nach dem gleichen Vorgehen werden die konturierten Endwände der Statorreihe skaliert. Die Rotoren (Skalierung von 54 auf 56) werden nicht geometrisch verändert. Stattdessen werden diese um deren Hochachse gedreht (um 0,542 Grad), um den engsten Strömungsquerschnitt zu vergrößern. Mit den erläuterten Maßnahmen wird der reduzierte Massenstrom der Schaufelreihen - verglichen zur Originalgeometrie - konstant gehalten.

Abbildung 2.6 zeigt die beiden zum Einsatz kommenden numerischen Modelle der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* mit und ohne Sperrlufteinblasung in der Schnittansicht. Die Sperrlufteinblasung und die Ausblasung von Kühlluft aus dem Statorhinterkantenschlitz sind die einzigen aus dem Sekundärluftsystem stammenden Massenströme, deren Eintritt in den Ringraum der Turbine geometrisch in den numerischen Modellen berücksichtigt wird. Alle Film- und Endwandkühlungsmassenströme werden als Massenquellen in den Simulationen berücksichtigt. Abrundungen der Übergänge zwischen Schaufeln und Endwänden, sogenannte *fillets*, können in den Modellen aufgrund der Unvereinbarkeit mit stark konturierten Endwänden nicht realisiert werden.

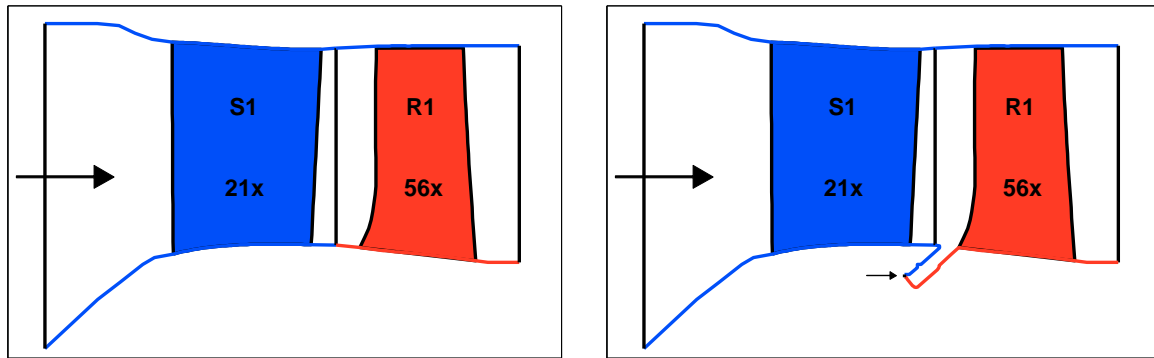


Abbildung 2.6.: *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*: Schnitte der modellierten Geometrie ohne und mit Sperrlufteinblasung (blau = stehende Wände und Statorschaufeln; rot = rotierende Wände und Rotorschaufeln; schwarz = numerische Ein- und Auslässe sowie Mischebenen)

2.3 Gittererzeugung

2.3.1 Generelles Vorgehen

Hydra ist ein knotenbasiertes Programm und löst die diskretisierten Gleichungen auf den Eckpunkten der Kontrollvolumina eines numerischen Gitters. Zur Erzeugung der numerischen Gitter kommt für beide Turbinengeometrien das Programm *Padram* (*parametric design for rapid meshing*) zum Einsatz, das ebenso wie *Hydra* von *RR* entwickelt wurde. *Padram* verarbeitet mehrere Textdateien als Konsolenprogramm. Darin werden fest vorgeschriebene Formatierungen erwartet. Die wichtigsten Dateien sind (siehe dazu auch [74, 89]):

- *JH05* Datei aus dem *RR*-Datensystem: Schaufelgeometrie in *ASCII*-Kodierung
- *INPUT.DAT*: Eingangswerte für die parametrische Vernetzung einer Passage in radialen Strömungsebenen
- *CC.DAT*: Verteilung der Zellen in radialer Richtung

Padram ist damit allein auf die effiziente Erzeugung von numerischen Gittern der Turbokomponenten Kompressor und Turbine ausgerichtet. Durch die Verwendung weiterer Eingabedateien können Strömungsdetails wie z.B. Bohrungen oder Sekundärluftkanäle diskret im Netz integriert werden.

Das allgemeine Vorgehen bei der Netzgenerierung beinhaltet:

-
1. Die Festlegung einer Obergrenze der Zellenanzahl, um zeiteffektive Berechnungen zu ermöglichen
 2. Die Festlegung einer Zielgröße für y^+ : In dieser Arbeit unter Verwendung von Wandfunktionen (siehe Kapitel 2.1) in der Größenordnung $y^+ = 30 \dots 300$ (siehe auch [81])
 3. Die Abschätzung einer Referenzgeschwindigkeit u_{ref} , die sich an der maximal auftretenden Geschwindigkeit orientiert
 4. Abschätzung der Wandgrenzschichtgeschwindigkeit mit $u_\tau = 0,05u_{ref}$
 5. Benutzung der Gleichung (2.17) zur Berechnung der Größe der wandnahen Zelle Δy
 6. Expansionsverhältnis der nachfolgenden Zellen in wandnormaler Richtung: 1, 2
 7. Iterative Überprüfung des ersten Kriteriums (maximale Zellanzahl)

Im Folgenden werden die Netzparameter der hier untersuchten Turbinenstufen nach der Systematik von *Padram* dargestellt (siehe Abbildung 2.7). Netzunabhängigkeitsanalysen zur *1,5-stufige Versuchsturbine* sind Kapitel 3.3.2 und der Arbeit [94] zu entnehmen. Für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* wird auf Kapitel 3.3.3 und [47] verwiesen.

2.3.2 1,5-stufige Versuchsturbine

Die *1,5-stufige Versuchsturbine* ist mit einem für instationäre Simulationen günstigen Schaufelzahlverhältnis (30-45-30) ausgelegt. Obwohl momentan keine Brennkammermodule in der Anströmung der *1,5-stufigen Versuchsturbine* geplant sind, wird diese Turbine für die Untersuchungen des Dralleinflusses auf die Turbinenaerodynamik verwendet. Gründe dafür sind die Ableitung der Beschaukelung von einer realen Triebwerksgeometrie und das günstige Schaufelzahlverhältnis. Die verdrallten Zuströmbedingungen werden von einer *CFD*-Rechnung einer realen Brennkammer abgeleitet und umskaliert. Die Austrittstraverse der Brennkammersimulation muss hierzu in Form einer Skalierung so manipuliert werden, als würden 15 statt 14 Brenner über den Umfang existieren. Damit ist in jeder Simulation, die den Dralleinfluß erfassen soll, die Vernetzung von mindestens zwei Statoren der ersten Schaufelreihe erforderlich. Die detaillierten Netzparameter jeweils einer Schaufel jeder Reihe sind Tabelle 2.5 zu entnehmen. Die Schaufelzahlverhältnisse und Gesamtgrößen der Stufenetze sind in Tabelle 2.6 zusammengefasst.

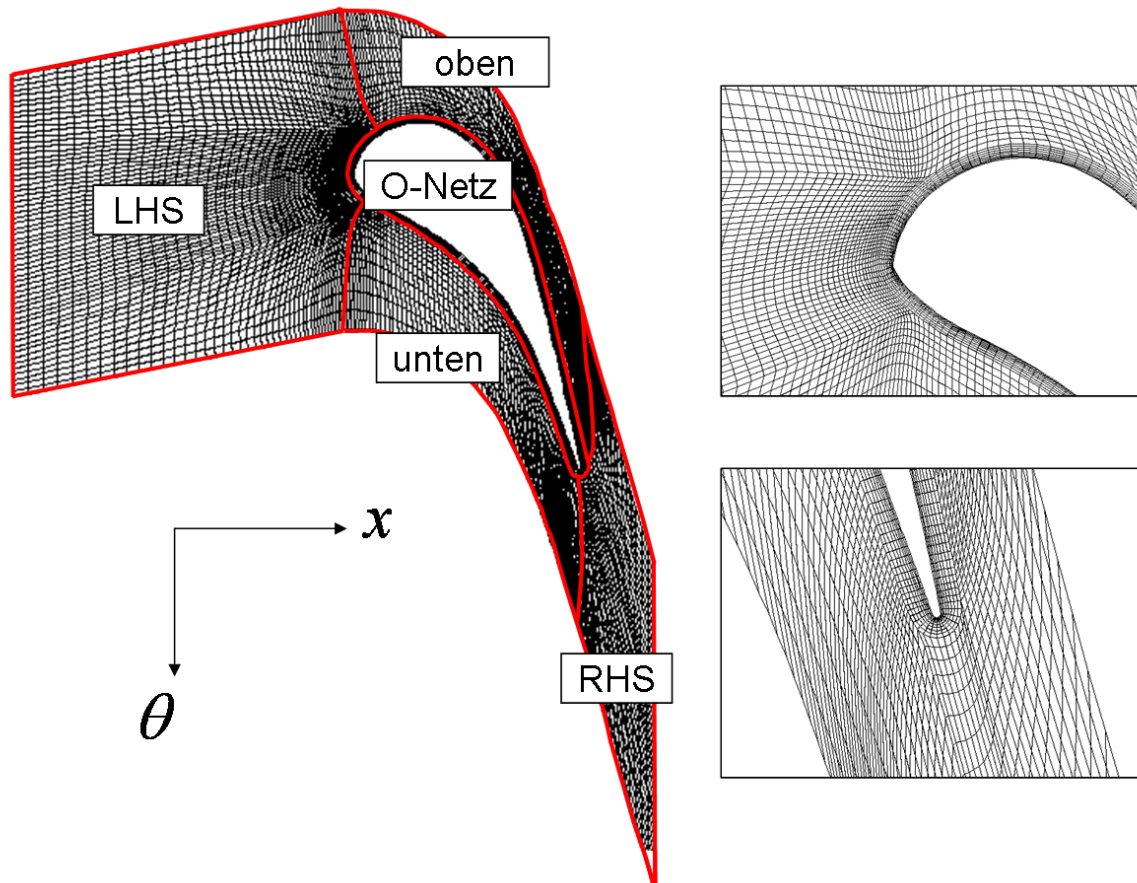


Abbildung 2.7.: Parametrische Vernetzung einer Schaufelpassage am Beispiel des ersten Stators der 1,5-stufigen Versuchsturbine

	Stator 1	Rotor	Stator 2
LHS: Zellenanzahl $x \times \theta$ -Richtung	49×60	93×68	18×60
oben	59×13	49×17	72×16
RHS	18×36	30×49	51×45
unten	83×13	49×17	114×16
O-Netz	186×9	147×10	227×9
Größe wandnaher Zelle $\frac{\Delta y}{s}$	0,056%	0,049%	0,049%
Dimensionsloser Wandabstand y^+	Maximal 50		
Zellenanzahl r -Richtung	65	84	65
Zellenanzahl Passage	462020	918120	545610
Spitzenspalt: $x \times \theta \times r$	—	$62 \times 12 \times 21$	—
Zellenanzahl Kavität Rotor	—	217124	—
Gesamtzellenanzahl	462020	1150868	545610

Tabelle 2.5.: Netzparameter zur 1,5-stufigen Versuchsturbine nach Abbildung 2.7

	Stationär	Instationär
Schaufelzahlen: (Brenner)-S1-R-S2	(1) – 2 – 1 – 1	(1) – 2 – 3 – 2
Gesamtzellenanzahl (ohne Kavität)	2620518 (2036818)	5509828 (3757720)

Tabelle 2.6.: Schaufelzahlverhältnisse und Netzgrößen der stationären und instationären numerischen Gitter der *1,5-stufigen Versuchsturbine*

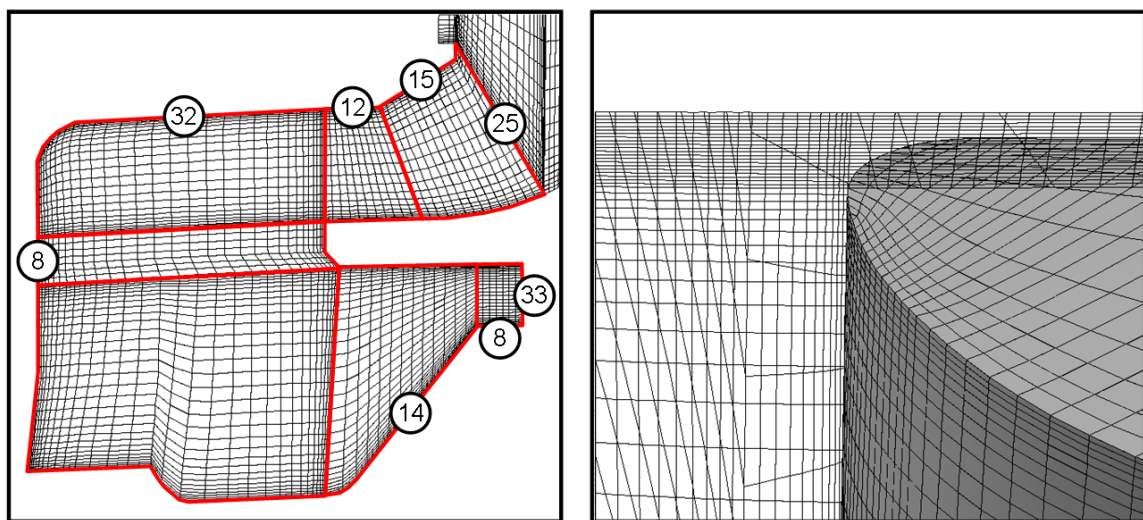


Abbildung 2.8.: Links: Verteilung der Zellen in der Kavität, Rechts: Vernetzung des Rotorspitzenpalts

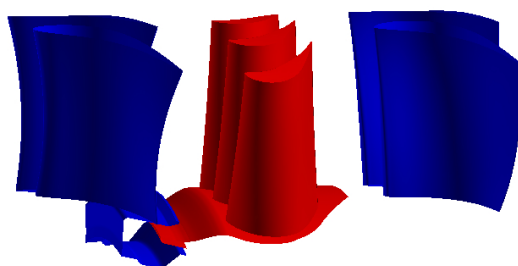


Abbildung 2.9.: *1,5-stufige Versuchsturbine*: Instationäres Gesamtmodell (blau = stehende Bauteile; rot = rotierende Bauteile)

	Stator 1	Rotor
LHS: Zellenanzahl $x \times \theta$ -Richtung	27×62	18×48
oben	85×19	65×11
RHS	24×44	34×39
unten	109×19	65×11
O-Netz	224×7	173×7
Größe wandnaher Zelle $\frac{\Delta y}{s}$	0,0224%	0,0614%
Dimensionsloser Wandabstand y^+	Maximal 200	
Zellenanzahl r -Richtung	59	74
Zellenanzahl Passage	471056	471158
Hinterkantenschlitz: $(x \times \theta) \times r$	$(138) \times 35$	—
Spitzenspalt: $x \times \theta \times r$	—	$72 \times 15 \times 16$
Zellenanzahl Kavität Rotor	—	81792
Gesamtzellenanzahl	475886	570230

Tabelle 2.7.: Netzparameter zur *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* nach Abbildung 2.7

Neben der Vernetzung der Schaufelpassage werden im numerischen Modell der *1,5-stufigen Versuchsturbine* der Rotorspitzenspalt und die Kavität zwischen erster Stator- und Rotorreihe erfasst. Zwei Ausschnitte dazu sind Abbildung 2.8 zu entnehmen. In Abbildung 2.9 ist das instationäre Modell der *1,5-stufigen Versuchsturbine* dargestellt. Es beinhaltet je zwei Schaufeln für die erste und zweite Statorreihe und drei Rotor-schaufeln.

2.3.3 *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*

Die Vernetzung der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* erfolgt nach dem gleichen Muster wie zuvor bei der *1,5-stufigen Versuchsturbine*. Die Gitterparameter sind Tabelle 2.7 zu entnehmen. Im Vergleich zur Vernetzung der *1,5-stufigen Versuchsturbine* (siehe Tabelle 2.5) fällt die gröbere Vernetzung des Rotors auf. Gründe dafür sind die ungünstigen Schaufelzahlverhältnisse (siehe Tabelle 2.8) und die begrenzten Rechnerressourcen. Da im instationären Modell acht Rotorschaufeln vernetzt werden, macht sich eine Optimierung der Zellenanzahl des Rotorgitters unmittelbar in der Gesamtzellenanzahl bemerkbar. Diese Optimierung wird ausgenutzt, um die Gesamtzellenanzahl auf ungefähr sechs Millionen Kontrollvolumina zu beschränken.

Neben der Modellierung der Kavität vor dem Rotor (siehe Abbildung 2.10 (links)) und der Diskretisierung des Rotorspitzenspalt (Abbildung 2.10 (rechts)) beinhaltet das

	Stationär	Instationär
Schaufelzahlen: (Brenner)-S1-R-S2	(2) – 3 – 8	(2) – 3 – 8
Gesamtzellenanzahl (ohne Kavität)	5989498 (4425850)	6025702 (4462054)

Tabelle 2.8.: Schaufelzahlverhältnisse und Netzgrößen der stationären und instationären numerischen Gitter der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*

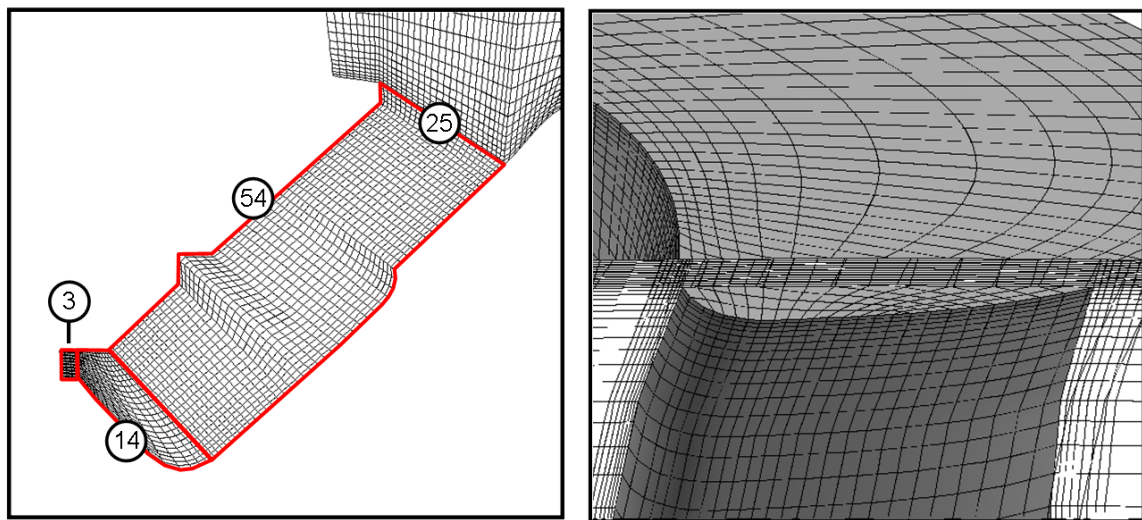


Abbildung 2.10.: *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*: Links: Verteilung der Zellen in der Kavität, Rechts: Vernetzung des Rotorspitzenpaltes

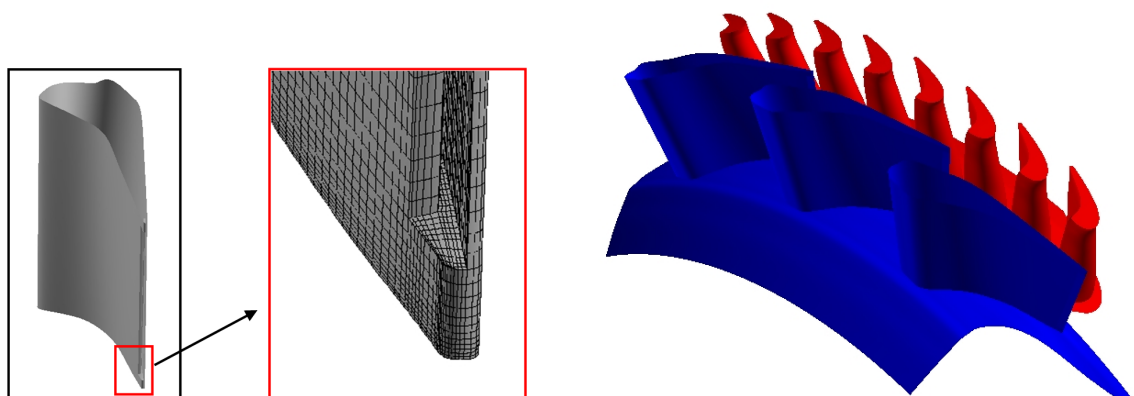


Abbildung 2.11.: *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*: Modellierung der Kühlluftausblasung durch die Hinterkante des Stators (links) und instationäres Gesamtmodell (rechts) (blau = stehende Bauteile; rot = rotierende Bauteile)

numerische Modell der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* auch den Hinterkantenschlitz des Stators (Abbildung 2.11 (links)). Durch den Hinterkantenschlitz strömt ein relativ großer Anteil des Sekundärluftmassenstroms, der der Schaufelinnenkühlung dient, in den Ringraum. Das gesamte Stufenmodell mit drei Statoren und acht Rotoren ist in Abbildung 2.11 (rechts) dargestellt. Stationäre wie instationäre Simulationen werden mit diesem Modell durchgeführt, um identische Randbedingungen benutzen zu können. Die abweichenden Zellgrößen zwischen stationärem und instationärem Modell (Tabelle 2.8) werden dadurch hervorgerufen, dass im instationären Gitter die Schaufelreihennetze eine Überlappung vorweisen, die die numerische Stabilität und Güte erhöhen.

2.4 Randbedingungen

2.4.1 Strategie

Um die Einflüsse des Brennkammerdralls und der nabenseitigen Sperrlufteinblasung auf die Aerodynamik der Turbine mittels der Numerik optimal zu erfassen, müssen die Randbedingungen sorgfältig festgelegt werden. Die Verwendung der Numerik gewährt sehr viele Freiheiten, die in dieser Arbeit dazu genutzt werden, um eine solide Basis für die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu schaffen. Für beide Turbinenstufen wird die selbe Systematik angewendet, siehe dazu Tabelle 2.9 für die Strategie bei der Variation der Randbedingungen und Tabelle 2.10 für die Grundeinstellungen der Randbedingungstypen. Für jede der beiden Geometrien wird ein Fall aufgesetzt, der keine verdrehte Zuströmung und keine Sperrlufteinblasung beinhaltet (Fall 1. in 2.9). Fall 2. beinhaltet die Modellierung der Sperrluft und stellt den Referenzfall dar, der zum Vergleich mit den übrigen Fällen herangezogen wird, da er am besten die aktuelle Auslegungsphilosophie vertritt. Die Fälle 3. bis 6. berücksichtigen die Effekte Drall und Sperrluft. Die Fälle 3. bis 6. mit Brennkammerdrall sind unterteilt nach Drehsinn (im Uhrzeigersinn (*UZS*) oder gegensinnig (*GUZS*)) und nach Ausrichtung des Drallzentrums in Umfangsrichtung (entweder auf die Vorderkante (*VK*) des Stators oder in die Passagenmitte (*PA*) der ersten Statorreihe).

Die Strömung stellt sich durch Vorgabe des Totaldruckes am Eintritt und des statischen Druckes am Austritt des Ringraums ein. Daraus ergibt sich, dass der Massenstrom jeder Berechnung ein freier Parameter ist. Diese Vorgehensweise ist vorteilhaft, da sie die Vergleichbarkeit der Schaufelbelastung auf Basis der statischen Druckverteilung über der Schaufel ermöglicht. Der Detaillierungsgrad der Randbedingungen in Tabelle 2.10 sagt aus, ob die Randbedingungen als Konstanten (*0d*), als radiale Profile (*1d*) oder über Ra-

Nr.	Drall	Drehsinn	Ausrichtung	Sperrluft
1.	nein	-	-	nein
2.	nein	-	-	ja
3.	ja	<i>UZS</i>	<i>VK</i>	ja
4.	ja	<i>UZS</i>	<i>PA</i>	ja
5.	ja	<i>GUZS</i>	<i>VK</i>	ja
6.	ja	<i>GUZS</i>	<i>PA</i>	ja

Tabelle 2.9.: Grundlegende Simulationsmatrix für beide Turbinengeometrien

	Vorgabe von	Detaillierungsgrad
Eintritt Ringraum	$p_{tot}, T_{tot}, \alpha, \beta, SA$	$0d, 1d, 2d$
Austritt Ringraum	p_{stat}	$1d$
Sperrlufteinblasung	$\dot{m}, T_{tot}, c_u, \beta, SA$	$0d$
Filmkühlung	$\dot{m}, T_{tot}, \rho, \alpha, \beta$	$0d$ (Quellterme)
Wände	$\omega, \text{adiabat}$	$0d$

Tabelle 2.10.: Physikalische Größen, die an den Randflächen beider Turbinengeometrien vorgegeben werden

dus und Umfang veränderliche Verteilungen wie im Falle einer verdrallten Zuströmung ($2d$) vorgegeben werden.

Alle in dieser Arbeit vorgestellten instationären Simulationen werden von einer konvergierten stationären Lösung gestartet. Aus Gründen der besseren Vergleichbarkeit wird die gleiche Startlösung für alle stationären Simulationen verwendet. Die Startlösung wird mit dem Vorverarbeitungsprogramm *jm52* von *RR* generiert. Mit dem Programm *jm56* werden die für das Mehrgitterverfahren benötigten vier verschieden feinen numerischen Gitter erzeugt. Die Modellierung mehrerer Schaufeln pro Schaufelreihe erfolgt ebenfalls in *jm56*.

Nur wenige numerische Parameter sind für Benutzer des Programms *Hydra* zugänglich. Dazu gehört die *CFL*-Zahl für das Pseudo-Zeitschritt Verfahren in stationären Simulationen. In allen Simulationen wird der Wert 2 verwendet. Bei instationären Simulationen wird die Anzahl der Zeitschritte pro Periode festgelegt. Nach einer umfangreichen Studie zur Wahl des Zeitschrittes in [37] ist für alle instationären Simulationen dieser Arbeit der Zeitschritt so gewählt, dass 80 Zeitschritte den Durchlauf einer Rotorpassage diskretisieren. Die inneren Iterationen sind auf 50 begrenzt.

RRD Auslegungsprogramm	q263
RRD Triebwerks- und Auslegungsnummer	20084 Version 356
Drehzahl, n_{rotor}	1.615,8 $\left[\frac{U}{min}\right]$
Massenstrom, \dot{m}_0	8,088 $\left[\frac{kg}{s}\right]$
Druckverhältnis, $\Pi_{02} = \frac{p_{1,tot}}{p_{2,stat}}$	1,10 $[-]$
Reduzierter Massenstrom, $\dot{m}_{0,red} = \frac{\dot{m}_0 \sqrt{T_{0,tot}}}{p_{0,tot}}$	0,001238 $\left[\frac{kg\sqrt{K}}{Pa\cdot s}\right]$
Reynoldszahl, $Re_1 = \frac{c_1(r_{100\%}-r_{0\%})}{\nu}$	600.000 $[-]$
Machzahl, Ma_1	0,26 $[-]$
Durchsatzzahl, $\Phi_1 = \frac{c_{1,m}}{u_{rotor}}$	0,41 $[-]$
Reduzierte Frequenz, $f_{1,red} = \frac{\frac{n_{rotor}}{60} N_{rotor} (r_{100\%}-r_{0\%})}{c_{1,m}}$	5,0 $[-]$
Leistungszahl, $\Psi_{02} = \frac{c_{1,u}-c_{2,u}}{u_{rotor}}$	1,56 $[-]$
Reaktionsgrad, $R_{02} = \frac{u_{rotor}(c_{1,u}-c_{2,u}) + \frac{c_{2,u}^2 - c_{1,u}^2}{2}}{u_{rotor}(c_{1,u}-c_{2,u}) + \frac{c_{2,u}^2 - c_{0,u}^2}{2}}$	0,45 $[-]$

Tabelle 2.11.: Auslegungsinformationen, Betriebsparameter und Stufenkenngrößen der 1,5-stufigen Versuchsturbine

2.4.2 Randbedingungen der 1,5-stufigen Versuchsturbine

Alle Variationen der Randbedingungen für die 1,5-stufige Versuchsturbine basieren auf der Auslegung des Hauptbetriebspunktes durch RRD. RRD-interne Kennzeichnungen der Auslegung, die wichtigsten Betriebsparameter und Stufenkenngrößen sind Tabelle 2.11 zu entnehmen.

Zur Aufstellung einer Simulationsmatrix nach dem Muster aus Tabelle 2.9 wird zunächst der erste Vergleichsfall ohne Drall und ohne Sperrluft festgelegt. Dazu wird aus den Eckdaten der Auslegung eine numerische Simulation generiert. Da der Eintrittsmassenstrom aus der 3d Simulation mit *Hydra* von dem Eintrittsmassenstrom des q263 abweicht (siehe Tabelle 2.12), wird der Totaldruck am Turbineneintritt angepasst, um den Massenstrom der Auslegung zu erzielen. Dieses Vorgehen ist an die in Zukunft geplante Regelung des Prüfstandes angelehnt, um die Vergleichbarkeit mit den ersten Messungen zu gewährleisten.

Aus dem Fall 1. werden nach dem Schema aus Tabelle 2.9 die weiteren Simulationen durch Hinzunahme der Sperrlufteinblasung und der verdrallten Brennkammeraustrittsströmung erzeugt. Die vorgegebenen Randbedingungen (siehe massen-

	q263 - Auslegung	3d-CFD - Auslegung	Abgeleiteter Fall 1.
Randbedingungen			
$p_{0,tot}$	116,5[kPa]		116,0[kPa]
\dot{m}_{kav}	0,081 $\left[\frac{kg}{s}\right]$	0 $\left[\frac{kg}{s}\right]$	0 $\left[\frac{kg}{s}\right]$
$p_{3,stat}$	Radiales Profil: 100,9...102,9[kPa]		
	q263-Auslegung	Ergebnis der Simulation	
\dot{m}_0	8,088 $\left[\frac{kg}{s}\right]$	8,248 $\left[\frac{kg}{s}\right]$	8,088 $\left[\frac{kg}{s}\right]$

Tabelle 2.12.: Ableitung eines Vergleichsfalles ohne Sperrluftmassenstrom vom Hauptbetriebspunkt der 1,5-stufigen Versuchsturbine

Fall Nr.	1	2	3	4	5	6
Sekundärströmungseffekte						
Sperrluft	nein	ja				
Drall	nein		ja			
Drehsinn	-		UZS		GUZS	
Ausrichtung	-		VK	PA	VK	PA
Randbedingungen - Position 0						
p_{tot} [kPa]	116,0 (0d)		116,0 (2d)			
T_{tot} [K]	318 (0d)		318 (2d)			
α [Grad]	0 (0d)		−1 (2d)		1 (2d)	
β [Grad]	0 (0d)		11 (2d)			
$\frac{v_{turb}}{v}$ [−]	52 (0d)		187 (2d)			
Randbedingungen - Kavitätenmassenstrom						
\dot{m}_{kav} $\left[\frac{kg}{s}\right]$	-		0,081 (0d)			
T_{tot} [K]	-		318 (0d)			
$\frac{c_u}{u_{rotor}}$ [%]	-		50 (0d)			
β [Grad]	-		0 (0d)			
$\frac{v_{turb}}{v}$ [−]	-		4 (0d)			
Randbedingungen - Position 3						
p_{stat} [kPa]	101,8 (1d)					

Tabelle 2.13.: Durchgeführte instationäre Simulationen der 1,5-stufigen Versuchsturbine, oben: Erfasste Strömungsphänomene, unten: Randbedingungen (gemittelt) und deren Detaillierungsgrad

RRD Auslegungsprogramm	q263
RRD Triebwerks- und Auslegungsnummer	20038 Version 188
Drehzahl, n_{rotor}	15.274,0 $\left[\frac{U}{min}\right]$
Massenstrom, \dot{m}_0	38,265 $\left[\frac{kg}{s}\right]$
Druckverhältnis, $\Pi_{02} = \frac{p_{1,tot}}{p_{2,stat}}$	2,14 [–]
Reduzierter Massenstrom, $\dot{m}_{0,red} = \frac{\dot{m}_0 \sqrt{T_{0,tot}}}{p_{0,tot}}$	0,000560 $\left[\frac{kg \sqrt{K}}{Pa \cdot s}\right]$
Reynoldszahl, $Re_1 = \frac{c_1(r_{100\%}-r_{0\%})}{\nu}$	1.800.000 [–]
Machzahl, Ma_1	0,74 [–]
Durchsatzzahl, $\Phi_1 = \frac{c_{1,m}}{u_{rotor}}$	0,32 [–]
Reduzierte Frequenz, $f_{1,red} = \frac{\frac{n_{rotor}}{60} N_{rotor} (r_{100\%}-r_{0\%})}{c_{1,m}}$	5,0 [–]
Leistungszahl, $\Psi_{02} = \frac{c_{1,u}-c_{2,u}}{u_{rotor}}$	1,44 [–]
Reaktionsgrad, $R_{02} = \frac{u_{rotor}(c_{1,u}-c_{2,u}) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}{u_{rotor}(c_{1,u}-c_{2,u}) + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2}}$	0,47 [–]

Tabelle 2.14.: Auslegungsinformationen, Betriebsparameter und Stufenkenngrößen der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*

gewichtete Mittelwerte in Tabelle 2.13) folgen der Systematik aus Tabelle 2.10. Die Erzeugung einer passenden Drallrandbedingung wird im Kapitel 2.5 erläutert.

2.4.3 Randbedingungen der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*

Die wichtigsten Betriebsdaten und Stufenkenngrößen der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* sind in Tabelle 2.14 dargestellt. Der in dieser Arbeit untersuchte Betriebspunkt des Kerntriebwerks ist der sogenannte *MTO (maximum take-off)* Punkt, der den Arbeitspunkt mit maximalem Schub beim Flugzeugstart von Meereshöhe bezeichnet. Im Vergleich zwischen *1,5-stufiger Versuchsturbine* in Tabelle 2.11 und *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* in Tabelle 2.14 sind nur geringe Unterschiede in den Stufenkenngrößen Durchflusszahl und Stufenbelastung zu erkennen. Auch der Reaktionsgrad und der reduzierte Massenstrom zeigen Ähnlichkeiten. Klare Abweichungen gibt es dagegen bei dem umgesetzten Druckverhältnis über die gesamte Stufe und somit auch beim Machzahlniveau (ausgewertet in der Statorabströmung). Die Kompressibilität der Strömung ist daher nur bei der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* zu berücksichtigen.

Inklusive der Sperrlufteinblasung gelangen innerhalb der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* rund 15% des Eintrittsmassenstroms über das Sekundärluftsystem in den Ringraum. Dazu gehört die Schaufelkühlung, die Endwandkühlung und der Sperrluftmassenstrom.

Fall Nr.	1	2	3	4	5	6
Sekundärströmungseffekte						
Sperrluft	nein	ja				
Drall	nein		ja			
Drehsinn	-		UZS		GUZS	
Ausrichtung	-		VK	PA	VK	PA
Randbedingungen - Position 0						
p_{tot} [kPa]	2907 (0d)		2907 (2d)			
T_{tot} [K]	1811 (0d)		1811 (2d)			
α [Grad]	0 (0d)		0 (2d)		0 (2d)	
β [Grad]	10 (1d)		11 (2d)			
$\frac{v_{turb}}{v}$ [-]	203 (0d)		635 (2d)			
Randbedingungen - Kavitätenmassenstrom						
\dot{m}_{kav} $\left[\frac{kg}{s}\right]$	-		0,842 (0d)			
T_{tot} [K]	-		861 (0d)			
$\frac{c_u}{u_{rotor}}$ [%]	-		75 (0d)			
β [Grad]	-		0 (0d)			
$\frac{v_{turb}}{v}$ [-]	-		10 (0d)			
Randbedingungen - Position 2						
p_{stat} [kPa]	1359 (1d)					

Tabelle 2.15.: Durchgeführte instationäre Simulationen der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*, oben: Erfasste Strömungsphänomene, unten: Randbedingungen (gemittelt) und deren Detaillierungsgrad

Schaufel- und Endwandkühlung sind als Massenquellen in das numerische Modell integriert und werden über die gesamten Variationen aus Tabelle 2.15 nicht verändert. Details zur Modellierung der Kühlmassenströme in das Gesamtmodell sind der Arbeit [47] zu entnehmen.

In Tabelle 2.15 sind die sechs Variationen der Randbedingungen nach der Systematik der Tabelle 2.9 aufgeführt. Fall 1. und 2. sind bezüglich der Eintrittsbedingungen identisch und repräsentieren die 3d-CFD Rechnung des Auslegungspunktes *MTO* des Auslegungsprogrammes *q263* von *RRD* ohne und mit Sperrlufteinblasung. In der Auslegung sind für die Totalgrößen des Druckes und der Temperatur am Eintritt konstante Werte vorgesehen. Bei der Vorgabe der Strömungswinkel in radialer und Umfangsrichtung am Eintritt ist die Inhomogenität der Brennkammeraustrittsströmung insofern berücksichtigt, dass die Strömungswinkel am Turbineneintritt als Produkt einer Umfangsmittelung der Brennkammeraustrittsströmung über die radiale Erstreckung veränderlich vorgegeben werden. Da die in der vorliegenden Arbeit verwendete verdrehte Zuströmung der Turbine weiter stromaufwärts vorliegt und geringe Geometrieunterschiede zwischen der Auslegung der Turbine und der realen Gesamtgeometrie im Gehäusebereich bestehen (siehe Abbildung 2.5), müssen die Vorgaben für die Strömungswinkel in radialer und Umfangsrichtung für die Fälle 1. und 2. modifiziert werden. Dazu wird zunächst die Simulation des Falles 3. abgeschlossen, um anschließend das Vorgehen zu wiederholen, nach welchem die Vorgaben aus der Auslegung erzeugt worden sind. Dazu wird eine Umfangsmittelung des Simulationsergebnisses des Falles 3. am Turbineneintritt erzeugt. Die radialen und Umfangswinkel dieses Ergebnisses bilden zusammen mit den konstanten Werten des Totaldruckes und der Totaltemperatur aus der Auslegung die Eintrittsrandbedingungen für die Fälle 1. und 2. aus Tabelle 2.15.

2.5 Drallrandbedingung

Hauptbestandteil der vorliegenden Arbeit ist eine detailliertere Berücksichtigung der Zuströmung der ersten Turbinenstufe. Dazu wird für beide numerisch zu untersuchenden Turbinenstufen - die *1,5-stufige Versuchsturbine* und die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* - jeweils eine inhomogene Randbedingung vorbereitet, welche den Drallcharakter der Abströmung einer mit Magerverbrennungskonzept betriebenen Brennkammer beinhaltet. Zur vollständigen Beschreibung der Eintrittsrandbedingungen ist die Vorgabe des Totaldruckes, der Totaltemperatur, der Strömungswinkel in radialer und Umfangsrichtung und der *SA*-Variable (turbulente Viskosität) nötig (siehe Tabelle 2.10). Die aerodynamische Auslegung beider untersuchter Geometrien basiert auf homogenen Totaldruck- und Totaltemperaturverteilungen, was dem Regelfall entspricht. Bei

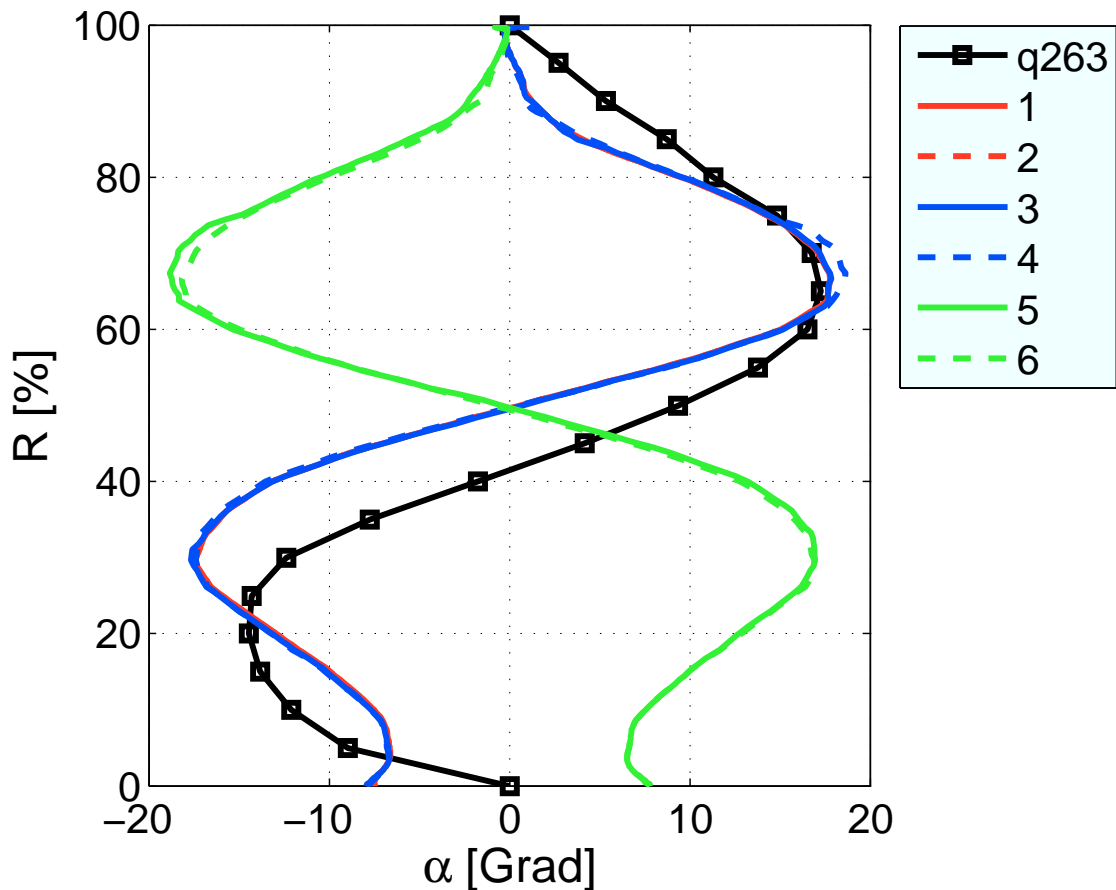


Abbildung 2.12.: *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*. Vergleich der massen- und umfangsgemittelten Verläufe des Umfangswinkels am Turbineneintritt für die Fälle 1. bis 6. mit dem Profil *q263* aus der Auslegung

der Auslegung der *1,5-stufigen Versuchsturbine* sind zusätzlich die beiden Strömungswinkel über den Eintritt homogen null. Die Auslegung der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* berücksichtigt in reduzierter Weise die verdrehte Zuströmung durch die Vorgabe umfangsgemittelter Strömungswinkel einer axialen *2D*-Brennkammeraustrittstraverse. Dies verdeutlicht Abbildung 2.12 beim Vergleich der massen- und umfangsgemittelten Verläufe des Umfangswinkels am Turbineneintritt für die Fälle 1. bis 6. mit dem Profil *q263* aus der Auslegung. Den Fällen mit Drall (3. bis 6.) ist eine global umlaufende Drallströmung nachzuweisen. Die Fälle 1. und 2., welche sich per Definition mit denen der Fälle 3. und 4. überlagern, geben die *1d*-Profile aus Abbildung 2.12 als Randbedingung vor. Die Vergleichsfälle 1. und 2. in Tabelle 2.9 repräsentieren somit die Auslegung des *q263*.

In der vorliegenden Arbeit wird der Erkenntnisgewinn erfasst, welcher aus der Vorgabe inhomogener Verteilungen der Strömungsgrößen als Eintrittsrandbedingung der numerischen Simulation resultiert. Variationen der Drallrichtung und der Ausrichtung der

Drallzentren in Umfangsrichtung relativ zur ersten Statorreihe erzeugen insgesamt vier Variationen, welche durch die Vergleichsfälle 3. bis 6. in Tabelle 2.9 abgebildet werden. Um die Vergleichbarkeit der Fälle 1. bis 6. untereinander zu gewährleisten, werden die Randbedingungen so aufgesetzt, dass massen- und flächengemittelten Werte der Strömungslösung am Eintritt übereinstimmen (siehe Tabellen 2.13 und 2.15). Um dies bei der Erzeugung der Randbedingungen mit Drall sicherzustellen, sind eine Reihe von Arbeitsschritten notwendig, welche an dieser Stelle für beide Turbinengeometrien erläutert werden.

Um den Drall aus der Brennkammer zweidimensional an der Eintrittsfläche abzubilden, wird von der Brennkammerabteilung der Firma RRD eine axiale 2D-Strömungstraverse am Austritt der Brennkammer für die Untersuchungen dieser Arbeit zur Verfügung gestellt. Die Daten stammen aus einer 3d-CFD Rechnung der *E3E Core 3/2 Brennkammer* mit dem hauseigenen Programm *Precise-UNS*. Da es sich bei den vorliegenden Daten um den sogenannten *FANN-Test (full annular)* Betriebspunkt handelt, muss die axiale 2d-Traverse der Brennkammersimulation auch für die Geometrie der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* skaliert werden, in dem Fall auf den Betriebspunkt *MTO*. Das Rechengebiet der Brennkammersimulation ist in Abbildung 2.4 gelb hinterlegt. Am Beginn des Rechengebiets der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* (blau), eine axiale Sehnenlänge vor dem Stator, liegt die zu verarbeitende axiale 2D-Traverse vor. Diese wird so manipuliert, dass auch für die *1,5-stufige Versuchsturbine* eine passende Randbedingung entsteht. Am numerischen Eintritt beider Turbinenstufen, jeweils eine axiale Sehnenlänge vor der Statorreihe, wird die Eintrittsrandbedingung verwendet (siehe Abbildungen 2.3 und 2.6). Die folgende Aufzählung enthält alle Arbeitsschritte, die für beide Turbinengeometrien nötig sind:

1. Extraktion der Strömungsvariablen aus der axialen 2d-Strömungstraverse (ASCII-codiert) von RRD mit *Matlab*- und *Tecplot*-Skripten und Interpolation auf ein *ijk*-sortiertes numerisches Gitter, welches die Nachbearbeitung vereinfacht.
2. Koordinatentransformation (*Hydra*-Koordinatensystem) und Erzeugung eines zusätzlichen polaren Koordinatensystems (Nomenklatur der Randbedingungen in *Hydra* verwendet das Polarkoordinatensystem)
3. Nur *1,5-stufige Versuchsturbine*: Geringfügige Stauchung des Profils in radialer und Umfangsrichtung durch eine leicht verschiedene Eintrittsfläche verglichen zur *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*. Der Faktor der Stauchung in Umfangsrichtung beträgt $\frac{14}{15}$, da die *E3E Core 3/2 Brennkammer* ursprünglich 14 Brennkammersektoren beinhaltet. Das instationäre Modell der *1,5-stufigen Versuchsturbine* bildet hingegen 15 Sektoren ab.

4. Folgende Strömungsvariablen liegen als Absolutgrößen vor: ρ_{FANN} , T_{FANN} , \vec{c}_{FANN} . Um ein in Bezug zu Dichte und Temperatur konsistentes Druckfeld zu erzeugen, wird der Druck aus den vorhandenen absoluten Variablen nachberechnet und nicht durch bloße Addition des Bezugsdrucks und des ursprünglich als Relativgröße vorliegenden Druckfeldes errechnet.

$$p_{FANN} = \rho_{FANN} R T_{FANN} \quad (2.18)$$

5. Berechnung der Strömungswinkel (Radial- und Umfangswinkel) aus den Geschwindigkeitskomponenten im Polarkoordinatensystem
6. Erzeugung der geometrischen Größe *Flächeninhalt* an den Knotenpunkten des *ijk*-sortierten Gitters unter Ausnutzung der regelmäßigen Anordnung
7. Spiegelung des Drallprofils, je nachdem ob links- oder rechtsdrehender Drall am Eintritt einströmen soll.
8. Ausrichtung der Drallzentren in der Eintrittsrandbedingung in Umfangsrichtung relativ zur Statorvorderkante (siehe Abbildung 2.13). Die Umfangsausrichtung (auch: *clocking*) erfolgt rein geometrisch und berücksichtigt nicht das Potentialfeld vor dem Stator.
9. Skalierung der statischen Temperatur
- a) *1,5-stufige Versuchsturbine*: Vorgabe einer konstanten statischen Temperatur $T_{1,5}$, da der Prüfstand bei Umgebungsbedingungen betrieben wird und Kompressibilitätseffekte in der Zuströmung keine Rolle spielen
- b) *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*:

- Berechnung der zweidimensionalen Massenstromverteilung beim *FANN-Test*:

$$\dot{m}_{FANN}(r, \theta) = (\rho c_m A)_{FANN} \quad (2.19)$$

- Berechnung der massen- und flächengemittelten statischen Temperatur des *FANN-Tests*:

$$\bar{T}_{FANN} = \frac{\sum (T_{FANN}(r, \theta) \dot{m}_{FANN}(r, \theta))}{\sum (\dot{m}_{FANN}(r, \theta))} \quad (2.20)$$

- Skalierung der zweidimensionalen statischen Temperaturverteilung vom *FANN-Test* auf den gewünschten *q263*-Betriebspunkt mit dem gemittelten Zielwert \bar{T}_{q263} :

$$T_{q263}(r, \theta) = T_{FANN}(r, \theta) \frac{\bar{T}_{q263}}{\bar{T}_{FANN}} \quad (2.21)$$

10. Skalierung des statischen Drucks

- a) Berechnung des massen- und flächengemittelten statischen Drucks des *FANN-Tests* unter Verwendung der Massenstromverteilung des *FANN-Tests* aus dem vorigen Arbeitsschritt:

$$\bar{p}_{FANN} = \frac{\sum (p_{FANN}(r, \theta) \dot{m}_{FANN}(r, \theta))}{\sum (\dot{m}_{FANN}(r, \theta))} \quad (2.22)$$

- b) Skalierung der zweidimensionalen statischen Druckverteilung vom *FANN-Test* auf den gewünschten *q263*-Betriebspunkt mit dem gemittelten Zielwert \bar{p}_{q263} :

$$p_{q263}(r, \theta) = p_{FANN}(r, \theta) \frac{\bar{p}_{q263}}{\bar{p}_{FANN}} \quad (2.23)$$

11. Nachberechnung der Dichte:

$$\rho_{q263}(r, \theta) = \frac{p_{q263}(r, \theta)}{RT_{q263}(r, \theta)} \quad (2.24)$$

12. Berechnung der Totalgrößen von Temperatur und Druck:

- a) Zur Berechnung der Totalgrößen ist eine passende Geschwindigkeitsverteilung nötig. Da die Mittelwerte der Geschwindigkeiten mit Drall nicht mit den Mittelwerten der Fälle ohne Eintrittsdrall übereinstimmen werden, werden die benötigten Geschwindigkeitsverteilungen über den Umweg der Skalierung der Massenstromverteilung berechnet. Damit wird die physikalische Konsistenz der resultierenden Eintrittsrandbedingung gewahrt.
- b) Die bekannte zweidimensionale Massenstromverteilung des *FANN-Tests* wird über die Mittelwerte des *FANN-Tests* und des *q263*-Vergleichsfall auf den *q263*-Fall skaliert:

$$\dot{m}_{q263}(r, \theta) = \dot{m}_{FANN}(r, \theta) \frac{\bar{\dot{m}}_{q263}}{\bar{\dot{m}}_{FANN}} \quad (2.25)$$

- c) Axiale Geschwindigkeit des *q263*-Falles mit bekannten Größen errechnen:

$$c_{q263,m}(r, \theta) = \left(\frac{\dot{m}_{q263}(r, \theta)}{\rho_{q263}(r, \theta) A(r, \theta)} \right) \quad (2.26)$$

- d) Verteilung der Absolutgeschwindigkeiten des *FANN-Tests* auf den *q263*-Fall skalieren. Die Skalierung erfolgt über das ortabhängige Verhältnis der Axialgeschwindigkeiten der beiden Fälle *FANN-Test* und *q263*:

$$c_{q263}(r, \theta) = c_{FANN}(r, \theta) \frac{c_{q263,m}(r, \theta)}{c_{FANN,m}(r, \theta)} \quad (2.27)$$

- e) Alle Strömungsgrößen liegen nun vor, somit können die zweidimensionalen Verteilungen des Totaldrucks und der Totaltemperatur berechnet werden. Für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* werden die Totalgrößen unter Berücksichtigung der Kompressibilität berechnet (siehe [91]).

13. Berechnung einer *2d*-Verteilung der turbulenten Viskosität:

- a) Berechnung des massen- und flächengemittelten Turbulenzgrades des *FANN-Tests* unter Verwendung der Massenstromverteilung des *FANN-Tests* analog zur Berechnung der statischen Druckverteilung:

$$\bar{T}u_{FANN} = \frac{\sum (Tu_{FANN}(r, \theta) \dot{m}_{FANN}(r, \theta))}{\sum (\dot{m}_{FANN}(r, \theta))} \quad (2.28)$$

- b) Skalierung der zweidimensionalen Verteilung des Turbulenzgrades vom *FANN-Test* auf den gewünschten *q263*-Betriebspunkt mit dem gemittelten Zielwert \bar{v}_{turb} . Da hier von einem Turbulenzmodell (*k-ε* Modell) auf das andere (*SA* Modell) umgerechnet wird, ist die Vorgehensweise der bestmögliche Kompromiss:

$$v_{q263,turb}(r, \theta) = Tu_{FANN}(r, \theta) \frac{\bar{v}_{q263,turb}}{\bar{T}u_{FANN}} \quad (2.29)$$

Aus dem geschilderten Vorgehen resultieren für beide Turbinengeometrien jeweils vier neue Zuströmrandbedingungen (Fälle 3.-6.). Stationäre Simulationen werden daraufhin ausgeführt, um sicherzustellen, dass es sich - verglichen mit den Fällen ohne Drall (Fälle 1. und 2.) - um den gleichen Betriebspunkt handelt. Dazu wird die Vorgabe der ortsabhängigen Totalgrößen Druck und Temperatur geringfügig iterativ verändert, bis die massengemittelten Totalgrößen über die verschiedenen Fälle übergreifend identisch sind.

Abbildung 2.14 (oben) stellt die verdrallte Eintrittsbedingung für Fall 3. der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* dar. Zusätzlich zur verdrallten Anströmung ist anhand der Färbung der Geschwindigkeitsvektoren die inhomogene Verteilung der Totaltemperatur zu sehen. Die Totaltemperaturverteilung für Fall 3. ist auf den Referenzfall 2. bezogen. Die

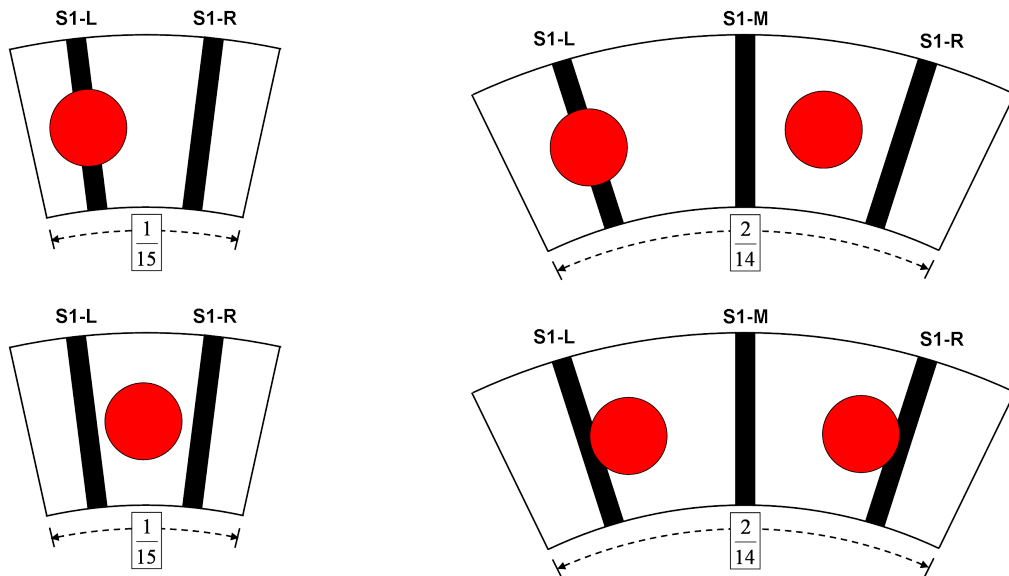


Abbildung 2.13.: Ausrichtung der Drallrandbedingungen für die *1,5-stufige Versuchsturbine* (linke Spalte) und die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* (rechte Spalte); die Ausrichtung des Drallzentrums auf die Statorvorderkante für die Fälle 3. und 5. nach Tabelle 2.9 ist der oberen Reihe zu entnehmen, die Fälle 4. und 6. werden in der unteren Reihe dargestellt

höchsten Temperaturunterschiede sind am äußeren Radius des Hauptdrallzentrums zu finden. Die Fälle 3. bis 6. der *1,5-stufigen Versuchsturbine* bilden keine inhomogene Totaltemperaturverteilung, da dieser Prüfstand nicht heiß betrieben wird. Abbildung 2.14 (unten) zeigt das Simulationsergebnis des Falles 3., in welchem zur Veranschaulichung des Eintrittsdralls einige Stromfäden gefärbt mit der radialen Geschwindigkeit zu sehen sind.

Vergleicht man die Eintrittsgeometrien der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* (siehe Abbildung 2.6) und der *1,5-stufigen Versuchsturbine* (siehe Abbildung 2.3), so muss festgestellt werden, dass es sich bei der ersten Geometrie um eine konvergente Düsenform handelt, wohingegen die zweite Geometrie über eine Zuströmung mit konstanter Querschnittsfläche verfügt. Die axiale 2D- Traverse, die zur Drallrandbedingung verarbeitet wird, beinhaltet am Eintritt eine Geschwindigkeits- und somit auch eine Strömungswinkelverteilung, die aus der Verengung des Strömungsquerschnitts der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* resultiert. Beim Skalieren der Drallrandbedingung auf die *1,5-stufige Versuchsturbine* werden die Strömungswinkel nicht geglättet, da ein konsistentes Vorgehen hierbei nicht möglich ist. Die zusätzlichen Strömungsverluste werden in Kauf genommen.

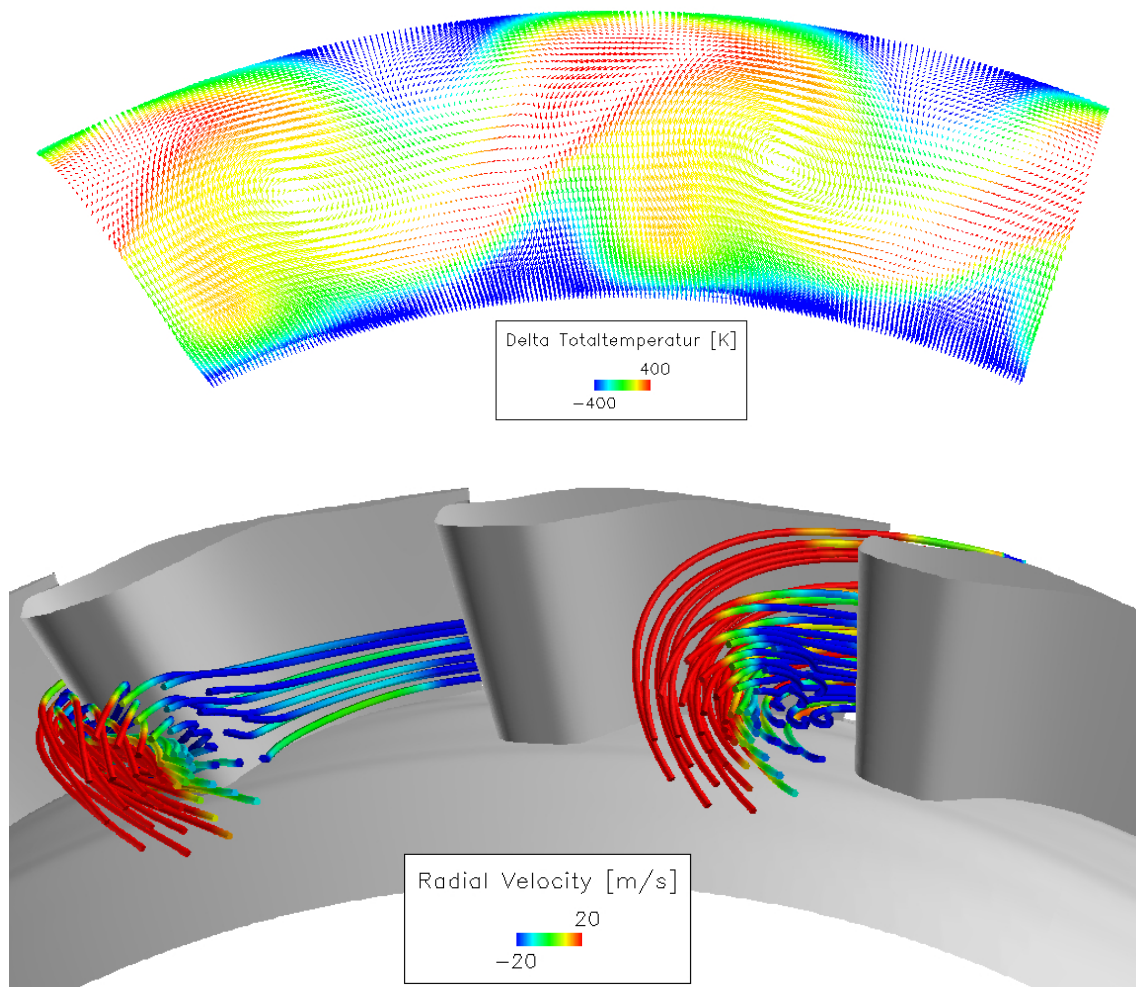


Abbildung 2.14.: Fall 3. der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*. Oben: Delta der Totaltemperatur mit Geschwindigkeitsvektoren am Turbineneintritt für Fall 3. bezogen auf den Referenzfall Fall 2. (siehe Tab. 4.1). Axial in Strömungsrichtung blickend. Unten: Simulationsergebnis, Stromfäden gefärbt mit der radialen Geschwindigkeit zur Veranschaulichung des Eintrittsdralls.

Um die verdrehte Zuströmung am Eintritt der Turbine zu klassifizieren, wird mit den Programmen *Matlab* und *Tecplot* eine Routine erstellt, um die Drallzahl der Randbedingung zu berechnen. Hierzu wird ein lokales, polares Koordinatensystem in die Strömungslösung importiert. Auf Basis der Drallzahldefinition nach [33], beträgt die Drallzahl 0,2. Soweit stromab vom ursprünglichen Drallerzeuger (siehe Rechengebiet der Brennkammer in Abbildung 2.4) bedeutet dies, dass der Impuls der Zuströmung um das untersuchte Drallzentrum herum 20% der Stärke des Axialimpulses des lokalen Drallzentrums beträgt.



3 Validierung und Fehleranalyse

Validierung und Fehleranalyse sind unabdingbare Fundamente jeder technischen Analyse. Da zu den in der vorliegenden Arbeit zu untersuchenden Geometrien keine Messdaten verfügbar sind, erfolgt die Validierung an Turbinenstufen mit physikalisch ähnlicher Strömung. Maßgeblich hierfür sind die beiden dimensionslosen Kennzahlen Re und Ma . Für die Validierung von *Hydra* im niedrigen subsonischen Machzahlbereich, bei inkompressibler Umströmung der Schaufelprofile, wird auf Messdaten der *1,5-stufigen Versuchsturbine* zurückgegriffen, welche jedoch an einer älteren, prismatischen Beschau felung aufgenommen wurden. Wichtig für die Validierung ist hierbei, dass die Strömungsbedingungen so ähnlich wie möglich sind, siehe hierfür die Übersicht der dimensionslosen Kennzahlen (siehe Tabelle 3.1) der für die Hauptarbeit und die Validierung betrachteten Turbinenstufen. Im hohen Machzahlbereich, bei kompressibler Umströmung der Schaufeln analog zur *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*, wird die Validierung von *Hydra* an einer *1,5-stufigen Hochdruckturbine* durchgeführt, der *HWSS* (siehe Übersicht in Tabelle 3.1). Im Abschnitt Fehleranalyse werden mögliche Fehlerquellen und Sensitivitätsanalysen zu den verwendeten numerischen Gittern erläutert.

3.1 Validierung im niedrigen Machzahlbereich

Die in diesem Unterkapitel vorgestellte Validierung von *Hydra* (siehe auch [70]) vergleicht numerische Ergebnisse mit Messdaten, welche mit einer Fünflochsonde und Hitzdrahtanemometrie aufgenommen worden sind. Die Messdaten stammen von der Umströmung einer älteren, prismatischen Beschau felung der *1,5-stufigen Versuchstur-*

	Re	Ma
<i>1,5-stufige Versuchsturbine</i>	600.000	0,26
<i>1,5-stufige Versuchsturbine (prismatische Beschau felung)</i>	250.000	0,11
<i>E3E Core 3/2 Hochdruckstufe</i>	1.800.000	0,74
<i>1,5-stufige Hochdruckturbine (HWSS)</i>	400.000	1,03

Tabelle 3.1.: Übersicht über die dimensionslosen Kennzahlen Re und Ma für alle in dieser Arbeit zur Anwendung gekommenen Turbinengeometrien (vgl. mit 2.11 und 2.14)

	Stator 1	Rotor 1	Stator 2
Anzahl der Schaufeln, $N [-]$	66	77	66
Sehnenlänge $s [mm]$	37,09	31,79	37,09
Axiale Sehnenlänge $s_{ax} [mm]$	35	35	30
Schaufelhöhe, $h [mm]$	101,75	101,75	101,75
Seitenverhältnis, $\frac{h}{s} [-]$	2,74	3,2	2,74
(Relativer) Zu-/Abströmwinkel, $\alpha [grad]$	0/53,2	(7,4/ - 52,1)	-11,6/60,6

Tabelle 3.2.: Geometrische (gemittelte) Eckdaten zur 1,5-stufigen Versuchsturbine

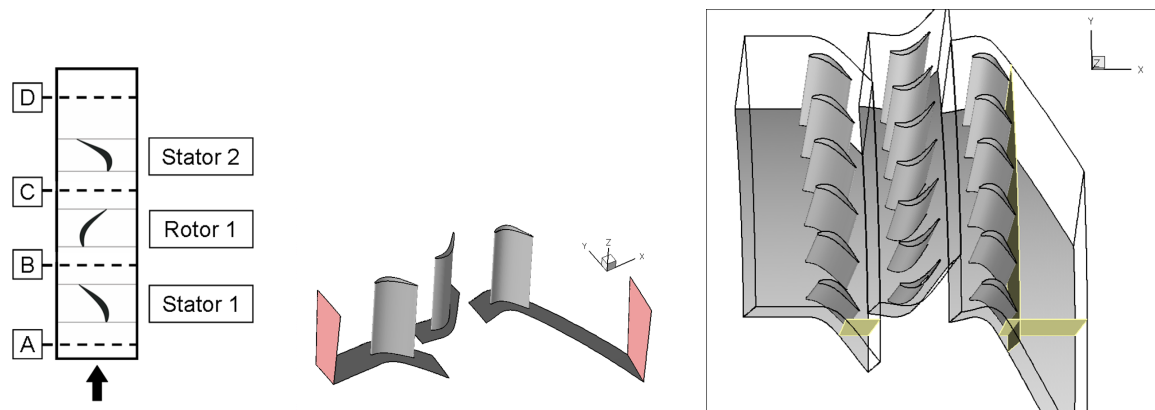


Abbildung 3.1.: 1,5-stufige Versuchsturbine mit prismatischer Beschau felung: Draufsicht (links), stationäres (Mitte) und instationäres (rechts) Modell

bine. Die wichtigsten Eckdaten, welche von denen der aktuellen Beschau felung abweichen, sind Tabelle 3.2 zu entnehmen. Abbildung 3.1 zeigt die Draufsicht auf das Rechengebiet (links) sowie die stationären (Mitte) und instationären (rechts) numerischen Modelle.

Der wesentliche Unterschied zwischen der alten Beschau felung, die zur Validierung genutzt wird, und der modernen Beschau felung, an der die Hauptuntersuchungen durchgeführt werden, ist die Auslegungsphilosophie. Die alte Beschau felung besteht aus prismatischen Schaufeln mit einem hohen Seitenverhältnis, das eher an Niederdruckschaufeln angelehnt ist. Im Gegensatz dazu haben die Schaufeln, die im Fokus der vorliegenden Arbeit stehen, eine 3d-Form, welche an moderne Hochdruckturbinen angelehnt ist. Bedingt durch die ältere, prismatische Beschau felung, sind Zu- und Abströmung fern vom Mittelschnitt mit starkem Inzidenz verbunden, der an allen drei Schaufelreihen zu Rezirkulationszonen führt. Dadurch allein ist der Validierungsfall ein sehr anspruchsvoller Testfall für jeden numerischen Strömungslöser. Der Schwierigkeitsgrad wird noch zusätzlich durch die Schaufelzahlen der drei Reihen (66–77–66) gesteigert, die bei Verwendung der sog. *sliding mesh* Methode, der in dieser Arbeit verwendeten

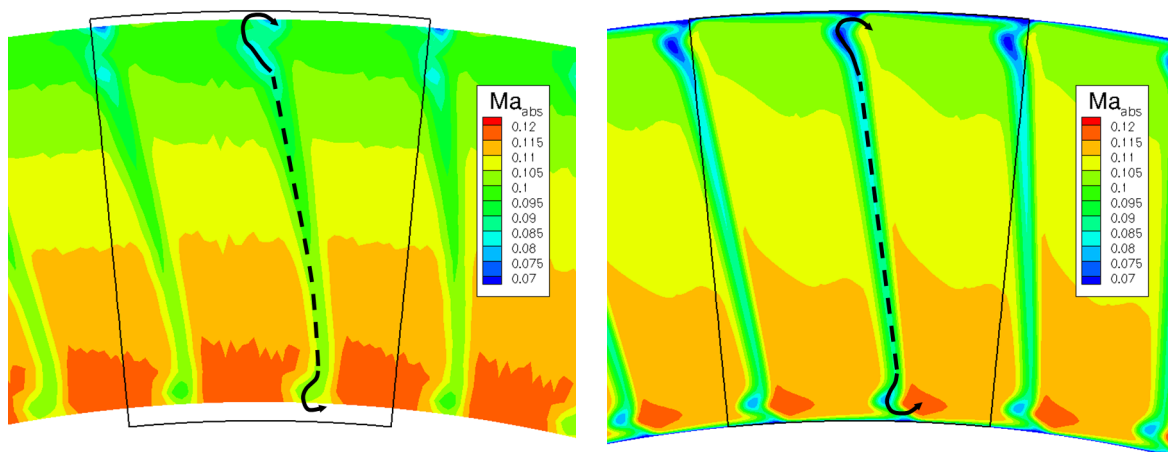


Abbildung 3.2.: Vergleich zwischen Fünflochsondenmessung (links) und stationärer Simulation (rechts): Konturen der absoluten Machzahl an Position B (nach Abbildung 3.1 links)

instationären Berechnungsmethode, zu einem großen und unhandlichen Modell führen. Dieses Modell ist in Abbildung 3.1 rechts dargestellt und enthält 19 modellierte Schaufeln mit einem Verhältnis von 6 – 7 – 6. Im Vergleich zum stationären Modell (Abbildung 3.1 Mitte), in dem nur drei Schaufeln modelliert werden, stellt eine instationäre Simulation im vorliegenden Fall einen erheblichen Mehraufwand dar. Die Messungen, die zum Validieren des *Hydra* Strömungslösers zur Verfügung stehen, wurden mit Hilfe einer Fünflochsonde aufgenommen. Des Weiteren liegen instationäre Messdaten vor, welche mit Hilfe der Hitzdrahtanemometrie aufgezeichnet wurden.

In Abbildung 3.2 sind die Ergebnisse der stationären Messung (Fünflochsonde) und der stationären Simulation an Schnittebene B gegenübergestellt. Eine sehr gute qualitative und quantitative Übereinstimmung ist den Konturen der absoluten Machzahl zu entnehmen. Die instationären Simulationsergebnisse gleichen den stationären, was aufgrund der homogenen, stationären Zuströmung der ersten Statorreihe zu erwarten ist. Die umfangsgemittelten, radialen Verläufe der Machzahl an Position B für Messung und Simulation stimmen ebenso gut überein und sind daher nicht zusätzlich dargestellt. Sehr gut ist auch die Vorhersage der Ausprägung und Form der Sekundärströmungen, deren Verlauf in den beiden Abbildungen durch die schwarzen Linien hervorgehoben wird. Die Nachläufe der ersten Statorreihe werden in ihrer Form und Ausbreitung genauso gut vorhergesagt wie die Passagenwirbel in der Nähe der Nabe und des Gehäuses.

Im Gegensatz zu der guten Übereinstimmung der Ergebnisse nach der ersten Statorreihe zeigen die Ergebnisse an Position D nach der zweiten Statorreihe weniger Gemeinsamkeiten. In Abbildung 3.3 sind die Ergebnisse der Fünflochsondenmessung und der

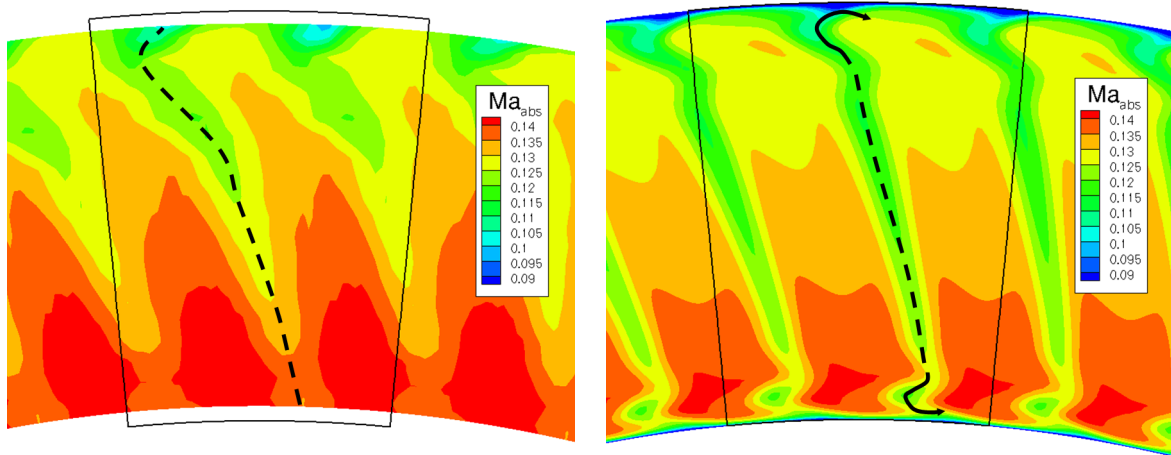


Abbildung 3.3.: Vergleich zwischen Fünflochsondenmessung (links) und instationärer, zeitgemittelter Simulation (rechts): Konturen der absoluten Machzahl an Position D (nach Abbildung 3.1 links)

instationären, zeitgemittelten Simulation an Schnittebene D gegenübergestellt. Messung und Simulation liegen qualitativ weit auseinander. Den Messergebnissen ist quantitativ betrachtet im Schnitt ein höheres Machzahlniveau zu entnehmen als den Simulationsergebnissen. Während die zeitgemittelte, instationäre Simulation an Schnittebene D eine ähnliche Form und Ausbreitung der Sekundärströmungssysteme der Nachläufe und Passagenwirbel voraussagt wie an Schnittebene B (siehe Abbildung 3.2), sind den Messergebnissen verbreiterte Nachläufe und ausgemischte Passagenwirbel zu entnehmen. Die Auswertung der umfangsgemittelten, radialen Profile an der selben Ebene (siehe Abbildung 3.4) zeigt dagegen qualitativ gut übereinstimmende Kurven, die die leichten, quantitativen Unterschiede der Machzahlneaus bestätigen.

Die gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation in den umfangsgemittelten Ergebnissen steht zunächst im Widerspruch zu der schlechten Übereinstimmung der 2d-Konturen an der selben Position (Schnittebene D). Ursächlich dafür ist die instationäre Nachlaufinteraktion, die hauptsächlich in der Umfangsrichtung zu einer Umverteilung der Strömungsgrößen führt, welche sich hingegen bei den umfangsgemittelten Ergebnissen kaum bemerkbar macht. Um diesen Effekt nachzuvollziehen, sind instationäre Messungen an Position D notwendig. Abbildung 3.5 links zeigt das Ergebnis einer instationären Messung mit einer Hitzdrahtsonde. Dargestellt sind die Konturen der axialen Geschwindigkeit zu einem bestimmten Zeitpunkt. Den Messergebnissen sind eindeutig zwei Typen von Nachläufen zu entnehmen. Die Nachläufe, die mit schwarzen Pfeilen gekennzeichnet sind, bewegen sich kontinuierlich in Umfangsrichtung und werden durch die Rotorreihe verursacht. Sie durchlaufen leicht verändert die

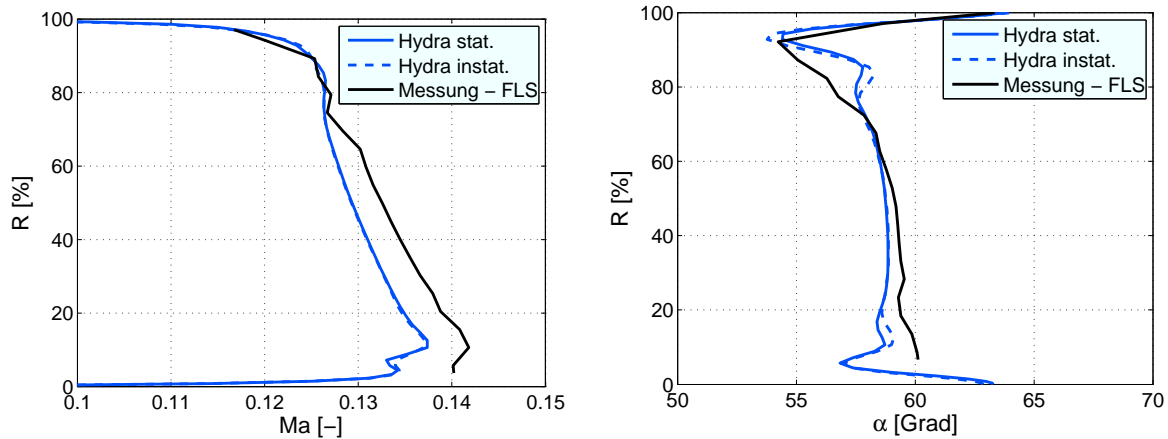


Abbildung 3.4.: Umfangsgemittelte, radiale Verläufe der Machzahl (links) und des Abströmwinkels (rechts) an Position D: Vergleich zwischen Fünflochsondenmessung, stationärer und instationärer, zeitgemittelter Simulation

zweite Statorreihe und erreichen mit geringerer radialer Erstreckung die Schnittebene D am Austritt der zweiten Statorreihe. Aus den Ergebnissen an Position D kann die Interaktion der Rotornachläufe mit den Nachläufen der zweiten Statorreihe nachvollzogen werden. Die ortsfesten Nachläufe der zweiten Statorreihe werden durch die sich bewegendenden Rotornachläufe in Umfangsrichtung verbreitert. Dadurch, dass die Rotornachläufe um die Maschinenachse rotieren, ist es nicht möglich, diese in den stationären Ergebnissen zu identifizieren. Dennoch haben die Rotornachläufe einen starken Einfluss auf das Strömungsbild in der Abströmung der zweiten Statorreihe. Während die Nachläufe der ersten Statorreihe aufgrund der homogenen Zuströmung scharfkanrig ausgeprägt sind (siehe Abbildung 3.2) sind die Nachläufe der zweiten Statorreihe durch die instationäre Nachlaufinteraktion stark verbreitert. Dies kann die numerische Simulation mit den angewendeten Modellen im vorliegenden Fall nicht abbilden. Zu keinem Zeitschritt der instationären Simulation sind andere Nachläufe zu erkennen, als jene, die durch die zweite Statorreihe verursacht werden. Exemplarisch dafür ist ein beliebiger Zeitschritt der instationären Simulation in Abbildung 3.5 rechts dargestellt. Da dieser Effekt mit der instationären Simulation nicht erfasst wird, gleichen die Ergebnisse der stationären Simulation an Position D den Ergebnissen der zeitgemittelten, instationären Simulation, die in Abbildung 3.3 rechts dargestellt sind. Daher werden die stationären Ergebnisse an dieser Position nicht gezeigt, da sie keinen weiteren Erkenntnisgewinn beisteuern.

Die instationäre Nachlaufinteraktion ist im vorliegenden Fall der dominierende instationäre Verlustmechanismus. Er führt im Vergleich zur stationären Simulation zu einer Wirkungsgradabsenkung von ca. 0,6%. Das Vorgehen zur Bestimmung dieses Einflusses ebenso wie eine detaillierte Dokumentation sind [70] zu entnehmen. Obwohl die Ro-

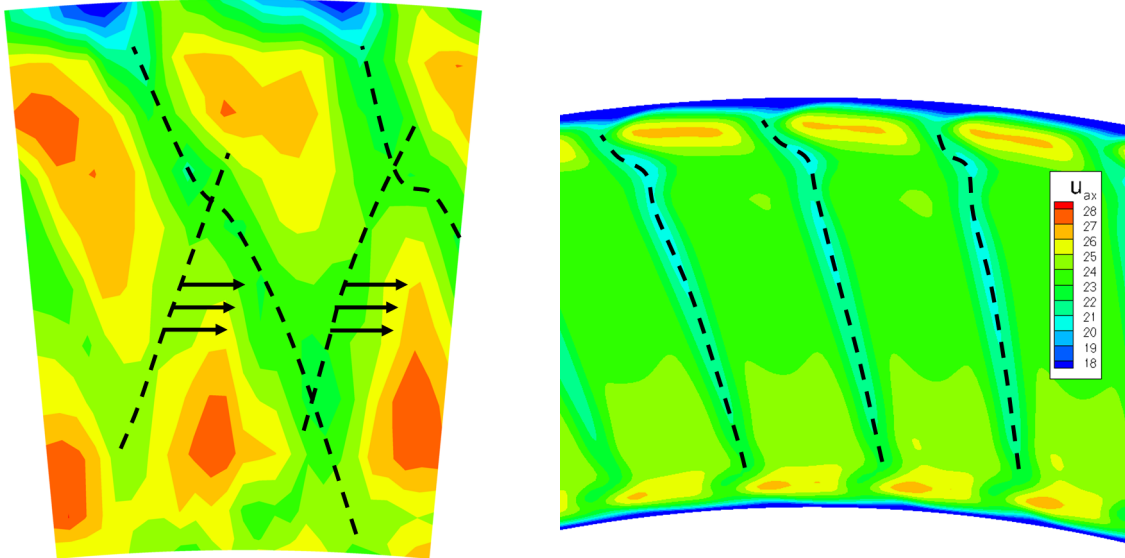


Abbildung 3.5.: Konturen der axialen Geschwindigkeit zu einem bestimmten Zeitschritt an Position D: Instationäre Hitzdrahtmessung (links) und instationärer Zeitschritt der Simulation (rechts)

tornachläufe in der Abströmung der zweiten Statorreihe der instationären Simulation nicht mehr abgebildet werden, ist der Simulation ein zusätzlicher Verlust zu entnehmen. Ursächlich für diesen anfänglichen Widerspruch könnte eine zu grobe, örtliche Diskretisierung des numerischen Gitters sein, bei welchem der Rotornachlauf unphysikalisch schnell ausgemischt wird, der Wirkungsgradeinfluss der instationären Interaktion hingegen aufgrund der Ausmischung erfasst wird. Um dies zu verhindern, wurde zu Beginn der Untersuchungen eine Gitterstudie am stationären Modell durchgeführt (ausführlich in [70]). Um allerdings die korrekte Erfassung der instationären Nachlaufinteraktion zu gewährleisten, ist eine Gitterstudie am instationären Modell von Nöten. Aufgrund der bereits genannten Größe des instationären Modells (siehe auch Abbildung 3.1 rechts) ist dies allerdings sehr schwer und erst in einigen Jahren realisierbar.

Folgende Schlussfolgerungen können zu diesem anspruchsvollen Validierungsfall für den niedrigen Machzahlbereich in Bezug auf die Hauptarbeit gezogen werden:

- Die Ergebnisse der *Hydra*-Rechnungen zeigen bei den Flächentraversen und bei den umfangsgemittelten Größen nach der ersten Statorreihe eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messdaten. Die Numerik kann die Sekundärströmungen (Passagenwirbel) sehr gut berechnen.
- Stromabwärts nach der zweiten Statorreihe ist der Einfluss der instationären Vermischung der Rotornachläufe mit den Nachläufen der Stator 2 Schaufeln auf die stationären und instationären Ergebnisse in den Traversen enorm. Das verwendete

numerische Gitter ist gröber als für diesen Fall nötig, bedingt durch die Anzahl der modellierten Schaufeln (19!). Trotz der frühzeitigen Ausmischung der instationären Strömungsanteile schneidet *Hydra* beim Vergleich der umfangsgemittelten Ergebnisse gut ab. Dies ist dadurch zu erklären, dass die instationären Effekte zwar ausgemischt werden, die Information darüber aber dennoch in den Mittelwerten erhalten bleibt. Somit kann auch der Wirkungsgradeinfluss der instationären Nachlaufinteraktion quantifiziert werden.

3.2 Validierung im hohen Machzahlbereich

Zur Validierung des Strömungslösers *Hydra* an Messungen mit hoher subsonischer Strömungsgeschwindigkeit werden Messungen verwendet, die im Auftrag von *RRD* an einer *1,5-stufigen Hochdruckturbine* aufgezeichnet wurden. Die Geometrie, das numerische Modell und die Randbedingungen werden hier nicht näher erläutert, da die numerische Simulation nach der gleichen Herangehensweise durchgeführt wurde, wie es bei den in dieser Arbeit untersuchten Turbinenstufen der Fall ist. Für einen Betriebspunkt liegen instationäre Messdaten des statischen Druckes für je eine Schaufel der ersten Stator- und Rotorreihe der *1,5-stufigen Hochdruckturbine* vor.

Die Ergebnisse der Messungen sind in Abbildung 3.6 den numerischen Ergebnissen gegenüber gestellt. Die Diagramme in der linken Spalte der Abbildung 3.6 zeigen den statischen Druckverlauf bei 90% (Diagramm oben), 50% (Mitte) und 10% (unten) Schaufelhöhe aufgetragen über die axiale Sehnenlänge einer Statorschaufel der ersten Turbinenstufe. Da die Zuströmung über den Umfang homogen angenommen wird, repräsentieren die Ergebnisse den Strömungszustand aller Schaufeln der ersten Statorreihe. Die Linien zeigen die numerischen Ergebnisse. Die gestrichelten Linien zeigen die Maximal- und Minimalwerte des Druckes über den Zeitraum eines Rotorpassagendurchlaufs. Die durchgezogene Linie wird aus dem zeitlichen Mittelwert des Druckes über den Zeitraum eines Rotorpassagendurchlaufs errechnet. Analog dazu sind die Messergebnisse als Symbole an allen verfügbaren Messpunkten aufgetragen. In den Ergebnissen der Statorreihe kann auf allen drei Schnittebenen ein instationärer Druckverlauf erst im letzten Drittel der Schaufel auf der Saugseite ausgemacht werden. Die Schwankungen des statischen Druckes in jenem Bereich werden durch den nachfolgenden Rotor und dessen vorbeilaufendem Potentialfeld verursacht. Beim direkten Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse ist auf 90% und 10% Schaufelhöhe eine gute Übereinstimmung der Schwankungsamplituden des Druckes zu beobachten. Abweichungen sind bei der Vorhersage der Mittelwerte zu beobachten, welche allerdings nicht erheblich sind, da die Ergebnisse absolut miteinander verglichen werden.

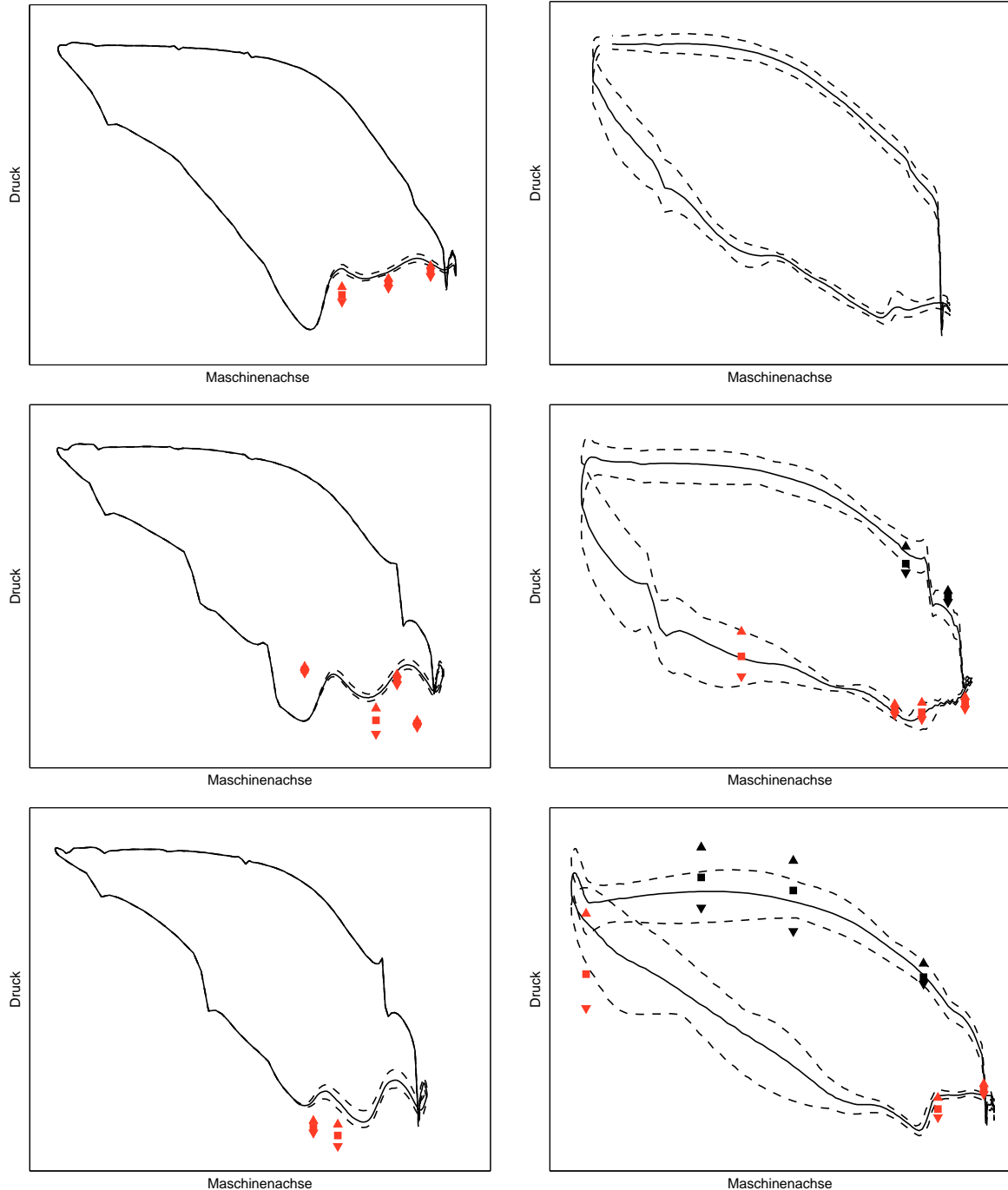


Abbildung 3.6.: 1,5-stufige Hochdruckturbine: Maxima, Minima (gestrichelte Linien (Numerik), Dreieckssymbole (Messung, rot = saugseitig, schwarz = druckseitig) und Mittelwerte (durchgezogene Linien (Numerik) und quadratische Symbole (Messung)) des instationären, statischen Druckverlaufs über die axiale Sehnenlänge sind dargestellt. Linke Spalte = Stator 1, rechte Spalte Rotor 1. Die Zeilenanordnung der Diagramme erfolgt nach der Schnittebene: 90% radiale Erstreckung (oben), 50% (Mitte) und 10% (unten)

Auf 50% Schaufelhöhe des Stators (Abb. 3.6 (links, Mitte)) zeigen die Amplituden der Druckschwankungen weniger Gemeinsamkeiten. Die zweite von vier Messstellen zeigt die höchste Schwankungsamplitude, obwohl sie der Ursache der Instationarität - dem Rotor - ferner ist, als die letzten beiden Messstellen. Auch die relativen Abstände der Mittelwerte aller vier Messpunkte untereinander zeigen weniger Gemeinsamkeiten mit den numerischen Ergebnissen, als in den Schaufelschnitten auf 90% und 10%.

Im Rotor (rechte Spalte in Abbildung 3.6) sind Messpunkte auf den gleichen Schaufelschnitten (90%, 50% und 10%) über die gesamte Schaufellänge verteilt. Bei der Analyse der Ergebnisse (keine Messergebnisse auf Schaufelhöhe 90%) fällt eine gute Übereinstimmung der numerischen mit den experimentellen Ergebnissen auf. Durch die inhomogene Zuströmung, ausgelöst hauptsächlich durch den Nachlauf des stromaufliegenden Stators, schwankt der statische Druck auf der gesamten Schaufeloberfläche des Rotors. Im vorderen Bereich der Rotorschaukel, sowohl auf der Saug- als auch auf der Druckseite, sind die Druckschwankungen aufgrund der Nähe zur Statorreihe größer. Diese klingen mit zunehmendem Abstand kontinuierlich auf allen drei Schaufelschnitten ab. Die Druckamplituden sowie die relativen Abstände der gemessenen Mittelwerte zueinander stimmen gut mit denen der numerischen Ergebnisse überein.

Trotz der geringen Anzahl an Messpunkten können sehr positive Schlußfolgerungen aus dem vorliegenden Validierungsfall in Bezug auf die im Hauptteil der Arbeit untersuchten Turbinenstufen gezogen werden:

- Sekundäre Strömungsphänomene, im vorliegenden Fall Schaufelnachläufe der Statorabströmung und Potentialfelder der Rotoranströmung, sind für die Schaufel-aerodynamik signifikante instationäre Phänomene. Die experimentellen statischen Druckverläufe werden im vorliegenden Validierungsfall gut vorhergesagt. Der Verlauf der Mittelwerte und der dazugehörigen Schwankungsamplituden des Druckes für Numerik und Experiment stimmen gut überein. *Hydra* ist in der Lage, die instationäre Fortpflanzung der Störungen abzubilden. Auch deren Abklingen über die Schaufellänge des Rotors wird gut abgebildet.
- Die gute Übereinstimmung der instationären Ergebnisse von Numerik und Experiment für den vorliegenden Testfall im hohen Machzahlbereich steht zunächst im Widerspruch zu den Ergebnissen der Validierung von *Hydra* im niedrigen Machzahlbereich (siehe voriges Unterkapitel: 3.1). In jenem Fall kann mit dem Programm *Hydra* die Fortpflanzung der Schaufelnachläufe nicht wie in den Messungen abgebildet werden. Als möglicher Grund wird die gröbere Vernetzung der Geometrie aufgrund des umfangreichen numerischen Modells mit 19 modellierten Schaufeln aufgeführt. Der vorliegende instationäre Fall beinhaltet nur drei Schau-

feldn, da im instationären Modell im Rahmen der *sliding mesh* Methode aufgrund der geometrischen Bedingungen nur eine Stator- mit zwei Rotorpassagen modelliert werden müssen. Dies erlaubt eine Vernetzung nach dem Standardvorgehen, wie in Kapitel 2.3.1 erläutert. Diese Tatsache führt wahrscheinlich dazu, dass die instationären Strömungseffekte im vorliegenden Fall besser vorhergesagt werden als beim Validierungsfall im Niedermachzahlbereich.

- Es kann festgehalten werden, dass auch die instationäre Interaktion zwischen der Stator- und Rotorreihe weitgehend korrekt von der Numerik erfasst wird. Dies kann an den vorhandenen Druckschwankungsamplituden entlang der Saugseite des Stators festgemacht werden. Dabei handelt es sich um ein anspruchsvolles instationäres Phänomen, da der Einfluss des Potentialfeldes des Rotors entgegen der Strömungsrichtung über das sogenannte *sliding mesh interface* transportiert werden muss.

3.3 Fehleranalyse

3.3.1 Allgemeine Fehlerquellen

Numerische Berechnungen basieren stets auf einer Reihe von Annahmen. Diese können per se die Wirklichkeit nicht vollständig abbilden und stellen daher Fehlerquellen dar. Im diesem Kapitel werden die wesentlichen Fehlerquellen einer numerischen Berechnung genannt und anschließend in Relation zur Hauptarbeit erläutert.

1. Modellierungsfehler:

- a) Schließungsproblem der Navier-Stokes Gleichungen (Turbulenz-, Transitionsmodellierung)
- b) Stationäre oder instationäre Erfassung der Strömung
- c) Fluid-Struktur Interaktion

2. Diskretisierungsfehler:

- a) Ordnung der diskretisierten Terme
- b) Geometriemodellierung (Spalte, Kanten, Kühlluftbohrungen)
- c) Güte des numerischen Gitters

3. Definition der Randbedingungen:

a) Detaillierungsgrad der Randbedingung (Dimension der Randbedingung ($0d$ (homogen) bis $2d$ (Abhängigkeit von 2 Raumrichtungen)), Qualität der Turbulenzvorgaben)

b) Stationarität der Randbedingung

Zu Punkt 1.a): Die Modellierung der Navier-Stokes Gleichungen, das Schließungsproblem (Turbulenzmodellierung) und die dazugehörigen Annahmen und Modellierungsfehler sind im Abschnitt 2.1 ausführlich erklärt. Die Verwendung eines *RANS*-Turbulenzmodells, in dieser Arbeit das *SA*-Modell, bedingt folgende wesentliche Annahmen: Isotropie bzw. Richtungsunabhängigkeit der Turbulenz und eine voll turbulente Strömung. Diese Annahmen wirken sich insbesondere dann negativ aus, wenn in Strömungen größere Beschleunigungen oder Verzögerungen oder gar lokale Ablösungsgebiete auftreten. Da diese Phänomene in Turbinenschaufeln sehr wohl auftreten, darf diese Fehlerquelle nicht aus den Augen verloren werden. Mögliche Gegenmaßnahmen sind nach heutigem Stand der Technik noch relativ unpraktikabel. Die Annahme der Isotropie der Turbulenz kann vermieden werden, indem die Komplexität der Modellierung der Turbulenz erhöht wird. Anstatt einer Differentialgleichung können z.B. drei Transportgleichungen für die Turbulenz aufgestellt werden. Modelle dazu existieren, funktionieren allerdings meist nur für akademische Testfälle, für die diese kalibriert werden. Die Anwendung dieser Modelle auf Turbinenstufen mit komplexen Geomedietriedetails wird zur Zeit nicht verfolgt. Gründe sind die verlängerte Berechnungsdauer und Konvergenzprobleme solcher Modelle sowie häufig der Mangel an entsprechenden Messdaten zur Modellkalibrierung. Die Wahl eines *RANS* Turbulenzmodells führt auch im Hinblick auf die korrekte Vorhersage von Drallstrukturen zu Fehlerquellen. *RANS* Modelle tendieren bei der Berechnung von drallbehafteten Strömungen zur Starrkörperrotation (siehe [29]) und berechnen somit den Drallzerfall nicht korrekt. Abhilfe können nur höherwertige Modelle erzielen, wie z.B. die *LES* oder *DNS* Simulationen. Dieser Fehlerquelle unterliegt bereits die Drallrandbedingung dieser Arbeit, welche einer *k-ε* Simulation entspringt. Ein weiterer unberücksichtigter Effekt, welcher durch die Annahme einer voll ausgeprägten turbulenten Strömung resultiert, ist die Transition. Transition tritt z.B. auf, wenn die turbulente Strömung an einer Schaufelvorderkante gestaut wird und durch erneute Beschleunigung über die Saugseite zunächst einen laminaren Strömungszustand durchläuft. Weiter stromabwärts auf der Saugseite, durch weitere Beschleunigung der Strömung, erreicht die Strömung erneut einen turbulenten Zustand. Numerische Simulationen, welche stets einen turbulenten Strömungszustand postulieren, errechnen von der Realität abweichende Strömungszustände. Dies führt insbesondere beim Auftreten von Rezirkulationszonen, hervorgerufen z.B. durch Fehlanströmung, zu Fehlerquellen. Einige Programme verfügen daher über

ein zusätzliches Transitionsmodell, welches darauf abzielt, durch Vorgabe oder Errechnung des laminar-turbulenten Umschlagspunktes der Strömung, den Strömungsverlauf besser vorherzusagen. Diese Modelle finden aufgrund Ihres mäßigen Erfolgs noch keine breite Anwendung, werden in Zukunft allerdings immer weiter in den Fokus rücken. In der vorliegenden Arbeit werden keine Transitionsmodelle angewendet. Dies stellt gerade bei einer verdrallten Zuströmung der ersten Statorreihe eine zusätzliche Fehlerquelle dar, auf die ohne verfügbare Gegenmaßnahme hingewiesen werden muss. Trotz der Fehlerquellen stellt die Verwendung des SA-Modells einen guten Kompromiss dar. Durch seine Kalibrierung an transsonischen Flügelprofilen mit Ablösegebieten ist es für den vorliegenden Anwendungsfall das geeignetste Turbulenzmodell. Eine Variation des Turbulenzmodells im Rahmen von Recherchen in [43] bekräftigt die Wahl des SA-Modells.

Zu Punkt 1.b): Die zusätzliche Diskretisierung der zeitlich abhängigen Terme der Navier-Stokes Gleichungen stellt stets einen Gewinn an Modellierungsgenauigkeit dar. Die beiden Validierungsfälle bestätigen dies auch in der Anwendung des CFD Programms *Hydra*, siehe Kapitel 3.1 und 3.2. Ein limitierender Faktor im Hinblick auf die Abbildungsgenauigkeit der instationären Effekte kann der Einsatz von periodischen Randbedingungen sein. Treten über den Umfang einer Turbinenstufe wandernde Rezirkulationszonen auf, so verhindert der Einsatz von periodischen Randbedingungen deren korrekte instationäre Ausbreitung. Besonders gut kann dieses Phänomen am Beispiel des *rotating stall* erklärt werden. Tritt dieses Phänomen in einer Schaufelreihe auf, so rotiert dieser Effekt um den gesamten Umfang. Insbesondere wenn nur ein Bruchteil der Schaufelreihe aufgrund des Einsatzes einer periodischen Randbedingung modelliert wird, kann dieser Effekt nicht mehr auftreten. In der vorliegenden Arbeit könnten Rezirkulationszonen im Bereich der Vermischung von Sperrluft- und Ringraumströmung auftreten und ebenso über den Umfang rotieren.

Zu Punkt 1.c): Der Einfluss der Fluid-Struktur Interaktion auf die numerische Berechnung einer Turbinenstufe kann nach heutigem Stand der Technik nicht genau beschrieben werden. Denkbar ist es allerdings, dass eine periodisch instationäre Anströmung des Rotors (z.B. inhomogene Statorabströmung) je nach dessen Eigenschaften zu Schwingungen führen kann, die mit der Umströmung der Schaufel interagieren. Für den Fall, dass die Strömung eine Eigenfrequenz des Rotors anregt, würde schon eine geringe Schwankung der Strömungsgrößen zu großen Schwingungsamplituden des Rotors führen. Gerade im Hinblick auf das Thema der vorliegenden Arbeit, der Berücksichtigung einer inhomogenen Anströmung der ersten Turbinenstufe, ist die Analyse des resultierenden Frequenzspektrums der Rotoranströmung interessant.

Kriterium	Wert
Konvergenzkriterium (Faktor - Absenkung des Residuums)	$< 10^{-3}$
Anzahl der Zeitschritte pro Durchlauf einer Rotorpassage	80
Anzahl der inneren Iterationen pro globalem Zeitschritt	50

Tabelle 3.3.: Konvergenzkriterium und Zeitdiskretisierung

Zu Punkt 2.a): Auf die Diskretisierung der Navier-Stokes Gleichungen im Allgemeinen und im Speziellen die Umsetzung in *Hydra* wird hier nicht näher eingegangen. Dazu wird auf die Literatur verwiesen (z.B.: [53], [75] und [81]). Die Ordnung der diskretisierten Terme hat meist einen großen Einfluss auf das Konvergenzverhalten des numerischen Löses und somit auch auf die berechnete Lösung. Die Güte der Diskretisierung lässt sich zum großen Teil über die Qualität des numerischen Netzes steuern. Auch die Zeitschrittparameter spielen eine sehr wichtige Rolle. Im Rahmen der Vorarbeiten (u.a. in [37], [43], [47] und [94]) wurden Studien über die Zeitschrittweite und die Konvergenzkriterien der Berechnungen angefertigt. Die darin optimierten Parameter, die bei den abschließenden Berechnungen verwendet wurden, sind der Tabelle 3.3 zu entnehmen.

Zu Punkt 2.b): Je exakter die zu berechnende Geometrie abgebildet wird, desto geringer ist der Modellierungsfehler. Im folgenden sollen daher die geometrischen Details genannt werden, welche in dieser Arbeit nicht detailgetreu abgebildet werden, sondern vereinfacht oder gar weggelassen werden. Die numerischen Modelle der beiden untersuchten Turbinenstufen modellieren den Ringraum eine Sehnenlänge vor der ersten und eine Sehnenlänge nach der letzten Schaufelreihe.

- Zur *1,5-stufigen Versuchsturbine*: Außer dem Rotorspitzenspalt und der nabenseitigen Sperrlufteinblasung zwischen der ersten Stator- und der Rotorreihe gibt es keine wesentlichen Geometriedetails, welche modelliert werden müssen. Der Radseitenraum zur Sperrlufteinblasung wird ab der engsten Stelle modelliert. Damit ist die zu erwartende geometrische Abbildungsgenauigkeit hoch.
- Zur *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*: Berücksichtigte Detailgeometrien sind die konturierten Endwände und die Hinterkantenausblasung der ersten Statorreihe, die nabenseitige Sperrlufteinblasung zwischen der Stator- und der Rotorreihe, die Fillets und der Rotorspitzenspalt der Rotorreihe. Die zahlreichen Filmkühlbohrungen werden über sogenannte Massenquellen anstatt der diskreten Vernetzung der Bohrungen berücksichtigt. Neben der nabenseitigen Sperrlufteinblasung vor dem Rotor gibt es auch vor und nach der Statorreihe Kühlungsmassenströme, welche über Schlitze in den Ringraum eintreten und mit der Hauptströmung interagieren. Auch

diese Kühlmassenströme sind über Massenquellen modelliert. Die Fillets der Statorschaufeln sind aufgrund der starken Endwandkonturierung nicht umsetzbar. Umgekehrt werden bei den Rotorschaufeln aufgrund der schwächeren Endwandkonturierung die Fillets modelliert und die Endwandkonturierung weggelassen. Die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* besitzt demnach einige Detailgeometrien, welche entweder über Massenquellen oder gar nicht berücksichtigt werden. Obwohl dies zu einer geringeren Abbildungsgüte führt, erlauben erst die getätigten Annahmen die Durchführbarkeit der numerischen Simulationen im Hinblick auf die Rechenintensität.

Zu Punkt 2.c): Um die Güte der numerischen Gitter zu optimieren, basiert die Netzerzeugung auf einem Standardvorgehen, welches in Kapitel 2.3.1 erläutert wird. Gitterunabhängigkeitsstudien sind den Kapiteln 3.3.2 und 3.3.3 zu entnehmen. Diese zeigen, dass der Einfluss des numerischen Gitters nicht komplett ausgeräumt werden kann. Um trotz dieser Tatsache aussagekräftige Ergebnisse zu erzielen, werden alle Berechnungen auf dem selben Gitter durchgeführt.

Zu Punkt 3.a) und 3.b): Die Erkenntnisse aus dieser Arbeit resultieren im Wesentlichen aus der Variation der Randbedingungen am Eintritt der untersuchten Turbinenstufen. Mit der Qualität der Randbedingungen ist unmittelbar die Qualität der Ergebnisse beeinflussbar. In der vorliegenden Arbeit werden die Unterschiede der Auswirkungen einer Anströmung mit den Zuströmbedingungen des Auslegungszustandes und eines Profils, welches realitätsnähere Zuströmbedingungen darstellt, untersucht. Während die Eintrittsrandbedingungen bei der Auslegung größtenteils homogen sind, ist das realitätsnähere verdrehte Eintrittsprofil ein Resultat einer *CFD*-Berechnung (siehe Kapitel 2.4). Die *CFD*-Berechnung der Brennkammer (Magerverbrennung), aus der das Eintrittsprofil für die verdrehte Anströmung der Turbinenstufe stammt, berücksichtigt nicht die Kühlmassenströme der Brennkammerwände und beinhaltet nicht die Stromaufwirkung der ersten Statorreihe, obwohl es im geometrischen Modell eine axiale Überlappung gibt. Im Falle beider Anströmungen - Auslegungsprofil (0d) und verdrehtes Brennkammeraustrittsprofil (2d) - wird die Strömung entlang der Endwände sehr wahrscheinlich nicht korrekt abgebildet. Im Falle des verdrehten Profils ist zusätzlich die Skalierung des Profils auf den gewünschten Betriebspunkt als Fehlerquelle zu beachten (siehe Kapitel 2.5). Ein Fehler, welcher selten bei *CFD*-Rechnungen beachtet wird, ist die Zeitabhängigkeit der Randbedingung. Gerade im Anwendungsfall der Brennkammerströmung ist nicht mit einer stationären Abströmung zu rechnen. Trotz all dieser Fehlerquellen, die aus Gründen der Vollständigkeit genannt werden, ist der Erkenntnisgewinn der zweidimensionalen Anströmung der ersten Turbinenstufe

Gitter	A	B	C	D	E
LHS	49×60	57×66	62×70	69×72	72×74
oben	59×13	65×16	70×18	75×19	80×20
RHS	18×36	23×42	25×46	27×48	30×50
unten	83×13	89×16	94×18	99×19	104×20
O-Netz	186×9	198×10	208×11	218×12	228×13
Zellenanzahl r -Richtung	65	71	76	82	88
Zellenanzahl	462020	651212	826210	999252	1185536

Tabelle 3.4.: Netzparameter der Stator 1 Schaufel für die Gitter A bis E der *1,5-stufigen Versuchsturbine* (siehe Abbildung 2.7 und Tabelle 2.5)

Gitter	A	B	C	D	E
LHS	26×64	28×66	31×68	35×70	36×72
oben	55×17	60×18	65×19	70×20	75×21
RHS	30×49	32×51	34×53	38×55	41×57
unten	55×17	60×18	65×19	70×20	75×21
O-Netz	155×10	165×11	175×12	185×13	195×14
Zellen r -Richtung	84	90	96	101	107
Spitzenspalt: x, θ, r	66, 12, 21	71, 12, 21	76, 12, 21	81, 12, 21	86, 12, 21
Zellenanzahl	567168	688842	833232	1004657	1178235

Tabelle 3.5.: Netzparameter der Rotorschaukel für die Gitter A bis E der *1,5-stufigen Versuchsturbine* (siehe Abbildung 2.7 und Tabelle 2.5)

erheblich im Vergleich zum homogenen Eintrittsprofil, mit dem während der Auslegung gearbeitet wird.

3.3.2 Gitterstudie zu den Berechnungen der *1,5-stufigen Versuchsturbine*

Ziel dieses Abschnittes ist es, den Einfluss einer Gittervariation auf die berechnete Lösung der *1,5-stufigen Versuchsturbine* zu erfassen. Hierzu wird das Gitter aus dem Kapitel 2.3.2, erzeugt nach dem Standardvorgehen aus Kapitel 2.3.1, als Basisnetz A definiert. Auf dem Gitter A basieren alle in dieser Arbeit gezeigten Ergebnisse. In der vorliegenden Gitterstudie wird jeweils eine Schaufel jeder Schaufelreihe im Stufenmodell modelliert. In der Rotorreihe wird auf die Vernetzung der Kavität verzichtet. Die Tabellen 3.4 (Stator 1), 3.5 (Rotor) und 3.6 (Stator 2) dokumentieren die systematische Variation der Netzparameter für die feineren Gitter B bis E.

Gitter	A	B	C	D	E
LHS	18×60	20×62	22×66	24×68	25×70
oben	72×16	77×17	82×19	87×20	92×21
RHS	51×45	53×47	57×51	61×53	64×55
unten	114×16	119×17	124×19	129×20	134×21
O-Netz	227×9	237×10	247×11	257×12	267×13
Zellenanzahl <i>r</i> -Richtung	65	71	77	82	88
Zellenanzahl	545610	669743	846230	1006058	1186856

Tabelle 3.6.: Netzparameter der Stator 2 Schaufel für die Gitter A bis E der 1,5-stufigen Versuchsturbine (siehe Abbildung 2.7 und Tabelle 2.5)

Gitter	A	B	C	D	E
Zellenanzahl	1558166	1991905	2486520	2989555	3528955

Tabelle 3.7.: Gesamtzellenanzahl der Stufenetze A bis E zur Gitterstudie der 1,5-stufigen Versuchsturbine

In Tabelle 3.7 sind die resultierenden Zellenanzahlen der Stufenetze A bis E dargestellt. Die Ergebnisse, welche Abbildung 3.7 zu entnehmen sind, basieren auf der Berechnung des Falles 1. (siehe Tabelle 2.13) auf den Gittern A bis E. In den ersten drei Diagrammen der Abbildung 3.7 ist der Verlauf des Auftriebsbeiwertes (siehe Definition im Kapitel 4.1.3) über den Radius für die fünf verschiedenen Netze aufgetragen. Auf allen fünf Gittern wird für die Statorreihe (Abbildung 3.7 oben links) und die Rotorreihe (Abbildung 3.7 oben rechts) der gleiche Verlauf des Auftriebsbeiwertes berechnet. Obwohl die Zellenanzahl mehr als verdoppelt wird, unterscheiden sich die Ergebnisse nicht. Ganz leichte Unterschiede treten im Verlauf des Auftriebsbeiwertes in der zweiten Statorreihe auf (Abbildung 3.7 unten links). Auf 22% und 75% Schaufelhöhe treten Dellen im Verlauf des Auftriebsbeiwertes auf, welche durch die Passagenwirbel hervorgerufen werden. Die Abweichungen sind jedoch akzeptabel. Betrachtet man jedoch den Stufenwirkungsgrad in Abhängigkeit der Lösungen für die fünf verschiedenen Gitter, so ist den Ergebnissen in dem Falle eine deutliche Gitterabhängigkeit zu entnehmen (siehe Abbildung 3.7 unten rechts). Wäre eine verlässliche Vorhersage des Wirkungsgrades nötig, so müsste die ideale Größe des Gitters jenseits des Vernetzungsaufwandes für Gitter E liegen. Oft wird in solchen Fällen die Kurve anhand einer mathematischen Funktion interpoliert und der gesuchte Wert - z.B. der Wirkungsgrad oder die ideale Netzgröße - extrapoliert. Dies führt im vorliegenden Fall zu keinem Erkenntnisgewinn.

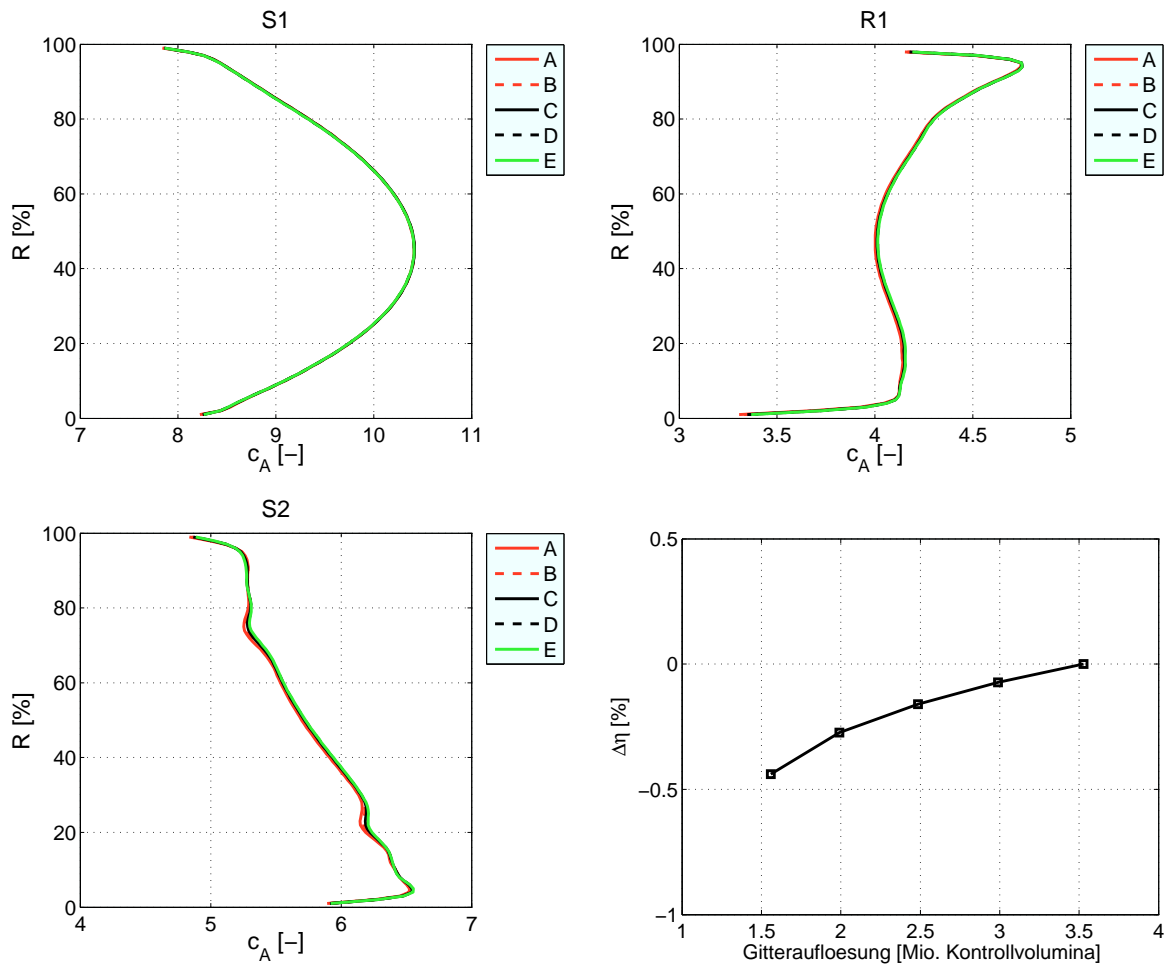


Abbildung 3.7.: 1,5-stufige Versuchsturbine: Dimensionsloser Auftriebsbeiwert über radialer Erstreckung der ersten Stator- (oben links), der Rotor- (oben rechts) und der zweiten Statorreihe (unten links) für Gitter A bis E. Unten rechts: Variation des Wirkungsgrades der Stufenrechnung über Gitter A bis E.

Gitter	A	B	C	D	E
LHS	27×62	30×66	33×72	36×76	39×82
oben	85×19	90×21	96×24	101×26	107×29
RHS	24×44	26×48	29×54	31×58	34×64
unten	109×19	114×21	120×24	125×26	131×29
O-Netz	224×7	234×8	246×10	256×11	268×13
Zellen r -Richtung	59	64	69	74	79
Zellenanzahl	471056	600576	799434	978724	1245040

Tabelle 3.8.: Netzparameter der Statorschaufel für die Gitter A bis E der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* (siehe Abbildung 2.7 und Tabelle 2.7)

Es kann festgehalten werden, dass Ableitungen integraler Werte, in dem vorliegenden Fall der Auftriebsbeiwert und damit indirekt die Druckverteilung über der Schaufeloberfläche, nicht gitterabhängig sind. Dem Wirkungsgrad kann allerdings eine eindeutige Gitterabhängigkeit nachgewiesen werden. Ursächlich dafür ist, dass der Wirkungsgrad aus mehreren Strömungsgrößen gebildet wird, welche alle für sich gesehen geringfügig schwanken. Betrachtungen des Wirkungsgrades sollten sich somit nur an den Unterschieden der Absolutwerte auf dem selben Gitter orientieren, da die Absolutwerte an sich gitterabhängig sind. Für die Druckverläufe kann keine signifikante Gitterabhängigkeit festgestellt werden.

3.3.3 Gitterstudie zu den Berechnungen der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*

Analog zum vorangegangenen Unterkapitel werden auch für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* zunächst die feineren Gitter B bis E des in der Arbeit eingesetzten Gitters A (siehe Tabellen 2.7 und 2.8) anhand der verwendeten Netzparameter vorgestellt. Die Gitterstudie beinhaltet jeweils nur eine vernetzte Schaufel pro Schaufelreihe, eine Statorschaufel (siehe Tabelle 3.8) und eine Rotorschaufel (siehe Tabelle 3.9). Die resultierenden Stufenetze A bis E (siehe Tabelle 3.10) beinhalten den Rotorspitzenpalt, jedoch nicht die nabenseitige Kavität vor dem Rotor. Die Filmkühlung wird während der Gitterstudie nicht verwendet und als Betriebspunkt wird Fall 1. aus Tabelle 2.15 gerechnet.

Wie bereits im Rahmen der Gitterstudie für die *1,5-stufige Versuchsturbine* (siehe Unterkapitel 3.3.2) festgestellt, ist der Verlauf des Auftriebsbeiwertes und damit die Druckverteilung auf der Schaufel nicht gitterabhängig (siehe Abbildung 3.8). Eine geringfügige Ausnahme ist der Abbildung 3.8 rechts zu entnehmen, welche auf den Strömungseffekt des Rotorspitzenpalt zurückzuführen ist. Die erhebliche Gitterabhängigkeit

Gitter	A	B	C	D	E
LHS	18×48	21×56	24×62	28×70	31×76
oben	65×11	71×15	76×18	82×22	87×25
RHS	34×39	37×47	40×53	43×61	46×67
unten	65×11	71×15	76×18	82×22	87×25
O-Netz	173×7	185×8	195×10	207×11	217×13
Zellenanzahl r -Richtung	74	79	83	88	92
Spitzenspalt: x, θ, r	72, 15, 16	78, 15, 16	83, 15, 16	89, 15, 16	94, 15, 16
Zellenanzahl	374774	534195	708322	942544	1182588

Tabelle 3.9.: Netzparameter der Rotorscheufel für die Gitter A bis E der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* (siehe Abbildung 2.7 und Tabelle 2.7)

Gitter	A	B	C	D	E
Zellenanzahl	845830	1134771	1507756	1921268	2427628

Tabelle 3.10.: Gesamtzellenanzahl der Stufenetze A bis E zur Gitterstudie der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*

des Stufenwirkungsgrades der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* ist in Abbildung 3.9 dargestellt. Dadurch ergeben sich für die Gitterstudie der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* die gleichen Schlußfolgerungen wie für die *1,5-stufige Versuchsturbine*. Die Verteilung der Strömungsgrößen (hier gezeigt: Druckverlauf) ist gitterunabhängig. Die absoluten Werte des Wirkungsgrades sollten nicht betrachtet werden, sondern nur als Delta auf dem selben Gitter analysiert werden.

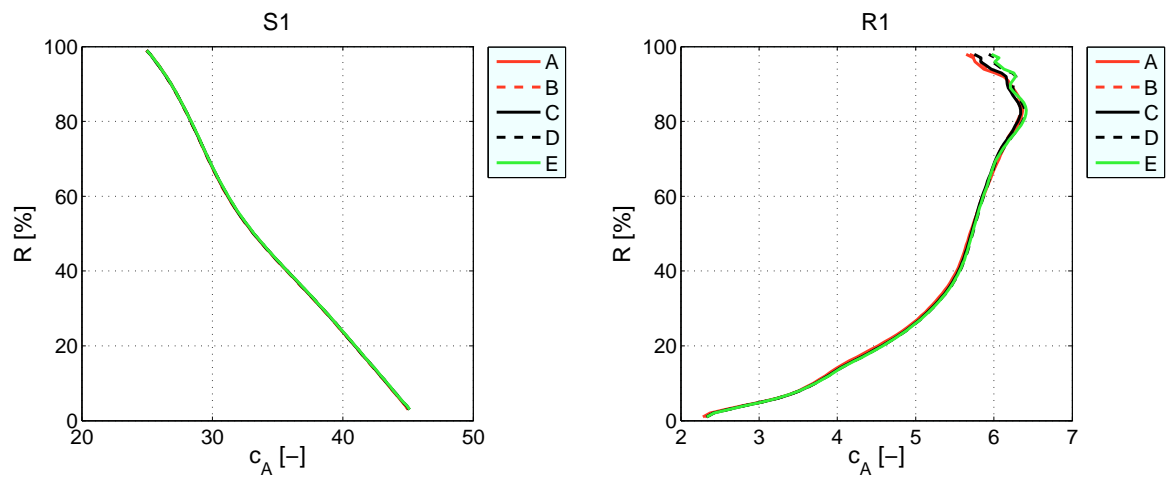


Abbildung 3.8.: *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*: Dimensionsloser Auftriebsbeiwert über radialer Erstreckung der ersten Stator- (links) und der ersten Rotorreihe (rechts) für Gitter A bis E.



Abbildung 3.9.: *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*: Variation des Wirkungsgrades der Stufenrechnung über Gitter A bis E.

4 Ergebnisse

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der Arbeit dokumentiert. Die Ergebnisse der beiden betrachteten Turbinengeometrien, zum einen der *1,5-stufigen Versuchsturbine* und zum anderen der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*, werden dabei stets parallel betrachtet. Somit kann die Übertragbarkeit der Ergebnisse der Prüfstandsgeometrie auf jene der realen Turbinenstufe einfacher überprüft werden. Zunächst werden die quantitativen Ergebnisse vorgestellt. Die Einflüsse der nabenseitigen Sperrlufteinblasung und des Brennkammerdralls auf den Wirkungsgrad der betrachteten Turbinenstufen werden in Unterkapitel 4.1.1 untersucht. Im Kapitel 4.1.2 werden die Auswirkungen auf die thermische Belastung der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* analysiert (ohne *1,5-stufige Versuchsturbine*, da bei Umgebungsbedingungen betrieben), bevor in Kapitel 4.1.3 die Einflüsse auf den Verlauf der Schaufelkräfte beider Geometrien untersucht werden. Im Abschnitt 4.2 werden die qualitativen Ergebnisse gezeigt, welche den phänomenologischen Einfluss auf die Sekundärströmungssysteme (Kap. 4.2.1), die instationären Strömungsmechanismen (Kap. 4.2.2) und die Kopplung der aerodynamischen und thermischen Effekte (Kap. 4.2.3) erfassen.

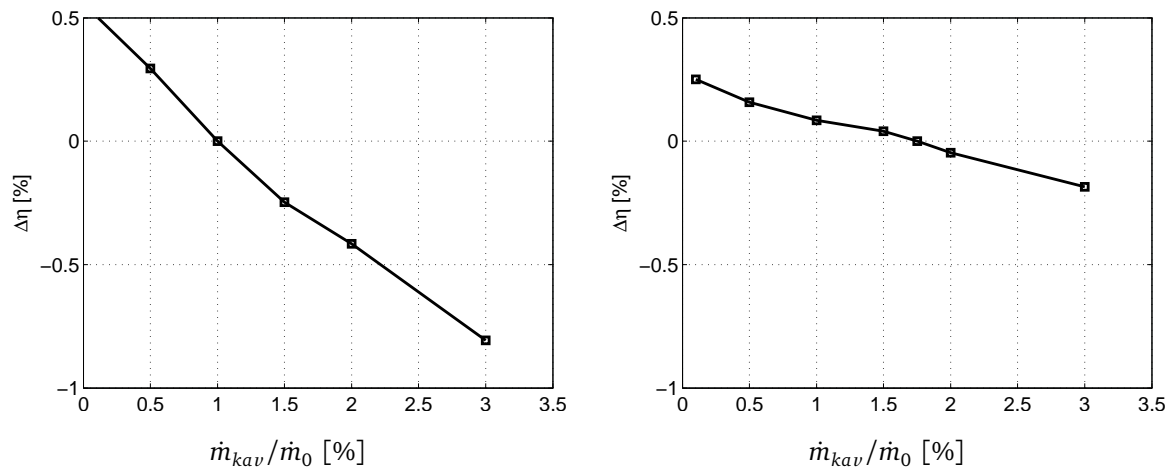
4.1 Analyse der quantitativen Ergebnisse

4.1.1 Wirkungsgrad

Der Einfluss von Paramtervariationen des nabenseitigen Sperrluftmassenstroms auf den Wirkungsgrad

Um den Einfluss der Parameter der nabenseitigen Sperrlufteinblasung auf den Stufenwirkungsgrad zu erfassen, werden im Folgenden Ergebnisse stationärer Simulationen erläutert. Die Parameterstudie umfasst die Variation des in den Hauptstrom eintretenden Sperrluftmassenstroms (Geometrie der Sperrluft: siehe Abbildungen 2.3 und 2.6) in Relation zum Turbineneintrittsmassenstrom (Parameter: $\frac{\dot{m}_{kav}}{\dot{m}_0}$ in [%]) und die Variation der Umfangskomponente des Sperrluftmassenstroms in Relation zur Geschwindigkeit des Rotors (Parameter: $\frac{c_{u,kav}}{u_{rotor}}$ in [%]).

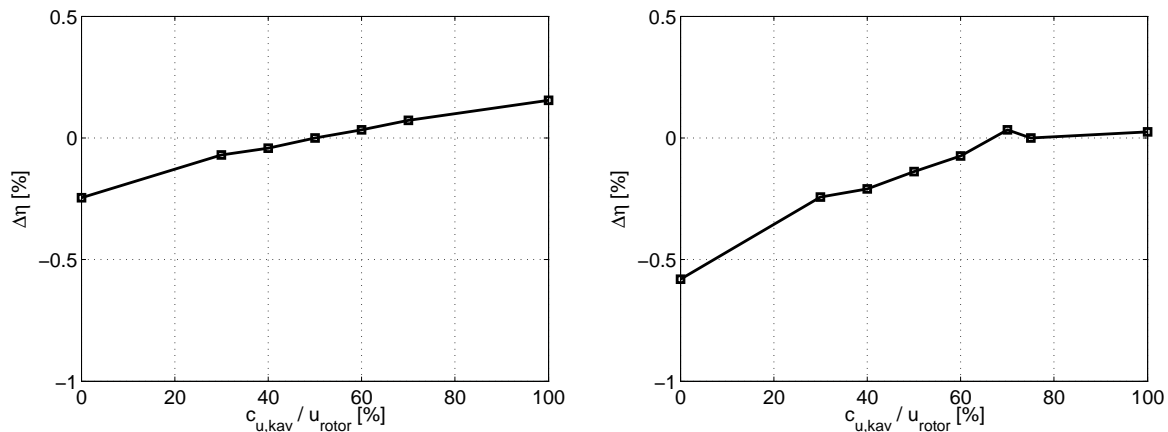
In Abbildung 4.1 sind die Ergebnisse zur Variation des Sperrluftmassenstroms dargestellt. Der Sperrluftmassenstrom wird in den Randbedingungen der Simulation fest



$\frac{\dot{m}_{kav}}{\dot{m}_0}$ [%]	0,1	0,5	1	1,5	1,75	2	3
1,5-stufige Versuchsturbine	0,50	0,29	0	-0,25	/	-0,42	-0,81
E3E Core 3/2 Hochdruckstufe	0,25	0,16	0,08	0,04	0	-0,05	-0,19

Abbildung 4.1.: Sensitivität des Stufenwirkungsgrades stationärer Simulationen bei Variation des Sperrluftmassenstroms. Bei der *1,5-stufigen Versuchsturbine* (links) und der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* (rechts). Die exakten Zahlenwerte sind der Tabelle zu entnehmen.

als Wert vorgegeben, siehe Tabellen 2.13 und 2.15, und wird von 0 bis 3% Hauptmassenstrom variiert. Über die Randbedingungen der Ein- und Ausströmfläche der Ringraumströmung wird ein Druckgefälle vorgegeben, aus dem sich die Umströmung der Beschaukelung und somit der Massenstrom ergibt. Bei der Variation des Sperrluftmassenstroms \dot{m}_{kav} wird das Druckgefälle über den Ringraum unverändert beibehalten. Der Sperrluftmassenstrom wird auf den festen Turbineneintrittsmassenstrom \dot{m}_0 des Betriebspunktes ohne Sperrluft bezogen, um den Effekt des sich dabei verändernden Turbineneintrittsmassenstroms \dot{m}_0 aus der Betrachtung heraus zu halten. Der Grund dafür ist, dass durch Erhöhung des vor der Rotorreihe eintretenden Sperrluftmassenstroms der Massenstrom, der durch die Rotorreihe strömt, nicht ansteigt, da das Druckgefälle über den Ringraum gleich bleibt. Dieses Szenario ist gewollt und an den realen Betrieb einer Gasturbine angelehnt ist. Beiden Turbinengeometrien (Abbildung 4.1 (links) und (rechts)) ist ein annähernd linearer Zusammenhang zwischen Variation des Sperrluftmassenstroms und dem Delta des Stufenwirkungsgrades der Turbinenstufen zu entnehmen. Der Wirkungsgrad ist auf den jeweiligen Hauptbetriebspunkt der Turbinenstufen bezogen. Bei der *1,5-stufigen Versuchsturbine* ist pro $\% \frac{\dot{m}_{kav}}{\dot{m}_0}$ zwischen 0,4 und 0,5% Wirkungsgradabfall zu verzeichnen. Damit fällt der Einfluss deutlicher aus, als bei der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*, bei der jedes $\% \frac{\dot{m}_{kav}}{\dot{m}_0}$ in ca. 0,15% Wirkungsgradabfall resultieren.



$\frac{c_{u,kav}}{u_{rotor}}$ [%]	0	30	40	50	60	70	75	100
1,5-stufige Versuchsturbine	-0,25	-0,07	-0,04	0	0,03	0,07	/	0,15
E3E Core 3/2	-0,58	-0,24	-0,21	-0,14	-0,08	0,03	0,00	0,02

Abbildung 4.2.: Sensitivität des Stufenwirkungsgrades stationärer Simulationen bei Variation der Umfangsgeschwindigkeit des Sperrluftmassenstroms. Bei der 1,5-stufigen Versuchsturbine (links) und der E3E Core 3/2 Hochdruckstufe (rechts). Die exakten Zahlenwerte sind der Tabelle zu entnehmen.

Abbildung 4.2 zeigt die Ergebnisse der Variation der Umfangsgeschwindigkeit der ins Rechenggebiet eintretenden Sperrluft bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit des Rotors $\frac{c_{u,kav}}{u_{rotor}}$. Die Umfangsgeschwindigkeit wird über die Randbedingung in der Simulation direkt vorgegeben und wird von 0 bis 100% $\frac{c_{u,kav}}{u_{rotor}}$ variiert. Der Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf den Wirkungsgrad ist für beide Geometrien ähnlich. Wird die Umfangsgeschwindigkeit um 10% $\frac{c_{u,kav}}{u_{rotor}}$ erhöht, so erhöht sich für die 1,5-stufige Versuchsturbine (Abbildung 4.2 (links)) der Wirkungsgrad um 0,04%, bei der E3E Core 3/2 Hochdruckstufe (Abbildung 4.2 (rechts)) um 0,08%.

Die vorgestellte Parameterstudie zum Sperrluftmassenstrom zeigt für beide Turbinengeometrien die gleichen Tendenzen. Eine Erhöhung des Sperrluftmassenstroms senkt die Leistungsausbeute der Turbine ab. Eine Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit der eintretenden Sperrluft führt zu einer Erhöhung des Wirkungsgrads, verglichen mit der Variation der Sperrluft allerdings in geringerem Maße. Für beide Parametervariationen an beiden Turbinen kann des Weiteren ein linearer Zusammenhang des Wirkungsgrads von den betrachteten Parametern festgehalten werden.

Nr.	Drall	Drehsinn	Ausrichtung	Sperrluft
1.	nein	-	-	nein
2.	nein	-	-	ja
3.	ja	<i>UZS</i>	<i>VK</i>	ja
4.	ja	<i>UZS</i>	<i>PA</i>	ja
5.	ja	<i>GUZS</i>	<i>VK</i>	ja
6.	ja	<i>GUZS</i>	<i>PA</i>	ja

Tabelle 4.1.: Grundlegende Simulationsmatrix für beide Turbinengeometrien (selbe Tabelle wie Tabelle 2.9, aus Gründen der Übersicht erneut dargestellt)

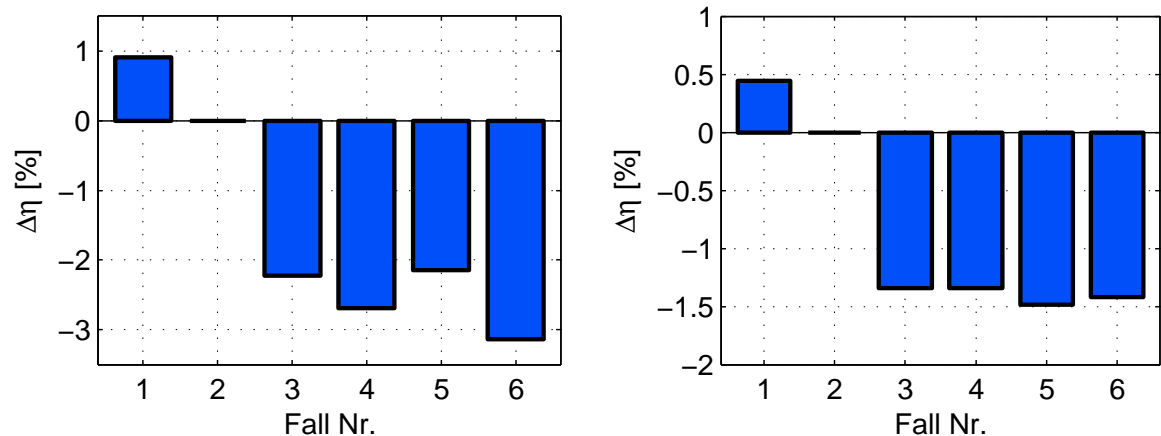
Der Einfluss des Sperrluftmassenstroms und der verdrallten Turbinenanströmung auf den Wirkungsgrad

Im diesem Abschnitt werden die Wirkungsgradbetrachtungen um die verdrallte Anströmung der ersten Statorreihe erweitert. In Tabelle 4.1 sind die sechs für beide Turbinenstufen betrachteten Fälle phänomenologisch erklärt. Dieselbe Tabelle ist im Kapitel Randbedingungen (siehe Kap. 2.4) zu finden und wird nur aus Gründen der Übersichtlichkeit erneut dargestellt. Die Simulationsergebnisse des Falles Nr. 2 mit drallfreier Zuströmung der ersten Statorreihe repräsentieren den Auslegungsfall der Turbinenbeschaukelung. Fall Nr. 2 ist somit der Referenzfall, zu welchem alle weiteren Variationen verglichen werden. Fall 1. unterscheidet sich vom Referenzfall 2. dadurch, dass weder die Sperrluftgeometrie noch der Sperrluftmassenstrom in der Berechnung der Turbinenstufe enthalten sind. Die Fälle 3. bis 6. basieren auf dem Fall 2. und beinhalten die hoch-verdrallte Abströmung einer mager-vorgemischten Brennkammer als Eintrittsbedingung. In den Fällen 3. bis 6. werden die Drallrichtung und die Umfangsausrichtung der Drallzentren zur ersten Statorreihe variiert.

In Abbildung 4.3 sind die Ergebnisse der Stufenwirkungsgrade der stationären Simulationen als Delta zum Referenzfall 2. dargestellt. Beim Vergleich der Ergebnisse für die *1,5-stufige Versuchsturbine* (links) und die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* (rechts) sind grundsätzlich die gleichen Tendenzen zu sehen. Mit Berücksichtigung der Sperrlufteinblasung von Fall 1. auf 2. schlägt ein zusätzlicher, erheblicher Verlustmechanismus zu Buche. Für die *1,5-stufige Versuchsturbine* resultiert dies in 0,91% Wirkungsgradabfall, bei der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* ca. die Hälfte (0,44%). Viel größer sind die Wirkungsgradeinbußen bei Berücksichtigung des eintretenden Dralls ausgehend von Fall 2.. Die Stufenwirkungsgrade der *1,5-stufigen Versuchsturbine* sinken im Vergleich zum Referenzfall um 2,14% bis 3,14%. Auch bei der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* sinken

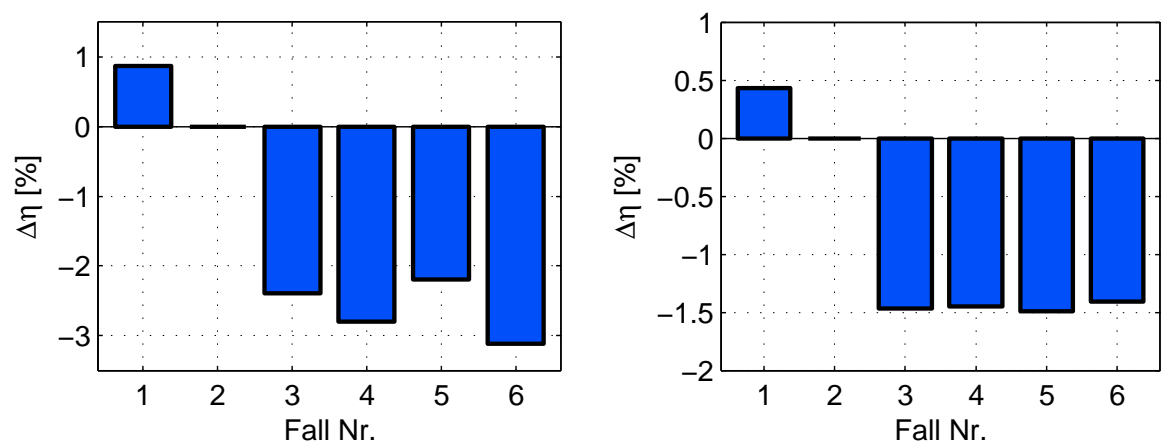
die Wirkungsgrade erheblich um 1,34% bis 1,48%. Die Unterschiede im Wirkungsgrad fallen somit bei der Prüfstandsgeometrie im Schnitt doppelt so hoch aus, als in der realen Turbinenstufe. Ob diesem Effekt eine Systematik zugrunde liegt, kann nicht geklärt werden. Dazu ist ein Vergleich mehrerer Prüfstandsgeometrien und realer Triebwerksgeometrien notwendig. In der Analyse der Fälle 3. bis 6. untereinander fällt eine Abhängigkeit des Wirkungsgrads der *1,5-stufigen Versuchsturbine* von der Umfangsausrichtung (sog.: clocking) der Drallzentren auf. Die Fälle 3. und 5. zeigen mit 2,23% und 2,14% Wirkungsgradabfall im Vergleich zum Referenzfall geringere Verluste als die Fälle 4. und 6. mit 2,70% und 3,14%. Der Wirkungsgradunterschied entsteht durch die Umfangsausrichtung des Drallzentrums relativ zur Statorvorderkante. Erfolgt die Ausrichtung des Drallzentrums auf die Statorvorderkante, wie in den Fällen 3. und 5., so löst sich das Drallgebiet auf und kann sich nicht aufrecht erhalten. In den Fällen 4. und 6., in denen das Drallzentrum auf die Passagenmitte ausgerichtet ist, pflanzt sich der Drallkern durch die Statorreihe fort und erzeugt erhöhte Verluste. Diese Abhängigkeit ist der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* nicht zu entnehmen, was auf das Verhältnis der Anzahl der Drallerzeuger der Brennkammer zu der Anzahl der Statorschaufeln zurückzuführen ist. Dieses Verhältnis liegt bei 2:3 und lässt nicht zu, dass jedes Drallzentrum über den Umfang betrachtet stets auf die gleiche Stelle jedes Stators trifft. Im Gegensatz dazu ist bei der *1,5-stufigen Versuchsturbine* ein Verhältnis von 1:2 vorhanden, welches genau dieses Optimierungspotential ermöglicht. Dieser Verlustmechanismus wird in den folgenden Ergebniskapiteln vertieft.

Die Ergebnisse der instationären Simulationen der Fälle 1. bis 6. sind Abbildung 4.4 zu entnehmen. Die Wirkungsgrade der instationären Simulationen werden über einige ganzzahlige Perioden gemittelt, in denen der Rotor mehrere Rotorpassagen durchläuft. Instationäre Simulationen bedeuten Mehraufwand in puncto Modellierungsgenauigkeit, Rechenzeit und Auswertung, führen allerdings nach Auswertung der Fälle 1. bis 6. in Abbildung 4.4 zu den selben Tendenzen und Schlußfolgerungen wie zuvor bei den Ergebnissen der stationären Simulationen, da die Wirkungsgradunterschiede insgesamt gesehen denen der stationären Simulationen gleichen. Die Absolutwerte der Wirkungsgrade der instationären Simulationen liegen dabei im Schnitt 0,3% für die *1,5-stufige Versuchsturbine* und 0,7% für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* unter den Ergebnissen der stationären Simulationen.



Fall	1.	2.	3.	4.	5.	6.
1,5-stufige Versuchsturbine ($\Delta\eta$ [%])	0,91	0,00	-2,23	-2,70	-2,14	-3,14
E3E Core 3/2 Hochdruckstufe ($\Delta\eta$ [%])	0,44	0,00	-1,34	-1,35	-1,48	-1,42

Abbildung 4.3.: Stufenwirkungsgrade der stationären Simulationen für die Fälle 1. bis 6. bezogen auf Fall 2. (Fälle definiert in Tabelle 2.9). Links: 1,5-stufige Versuchsturbine, rechts: E3E Core 3/2 Hochdruckstufe. Die exakten Zahlenwerte sind der Tabelle zu entnehmen.



Fall	1.	2.	3.	4.	5.	6.
1,5-stufige Versuchsturbine ($\Delta\eta$ [%])	0,87	0,00	-2,39	-2,80	-2,19	-3,12
E3E Core 3/2 Hochdruckstufe ($\Delta\eta$ [%])	0,43	0,00	-1,47	-1,45	-1,49	-1,41

Abbildung 4.4.: Stufenwirkungsgrade der instationären Simulationen für die Fälle 1. bis 6. bezogen auf Fall 2. (Fälle definiert in Tabelle 2.9). Links: 1,5-stufige Versuchsturbine, rechts: E3E Core 3/2 Hochdruckstufe. Die exakten Zahlenwerte sind der Tabelle zu entnehmen.

4.1.2 Thermische Belastung

Die Untersuchungen der thermischen Belastung der Beschaukelung werden im Folgenden nur an der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* durchgeführt, da die *1,5-stufige Versuchsturbine* ohne heißes Fluid unter Umgebungsbedingungen betrieben wird.

Thermische Belastung der Statorbeschaukelung

Um den Einfluss der verdrehten Anströmung auf die thermische Belastung der ersten Statorreihe zu erfassen, werden in den Abbildungen 4.5 und 4.6 die Fälle 3. bis 6. betrachtet. Basis der Betrachtung ist die Verteilung der adiabaten Wandtemperatur des Referenzfalles 2. der Tabelle 4.1. Die Temperaturverteilung aller drei im Simulationsmodell enthaltenen Statorschaufeln ist aufgrund der Vorgabe umfangsgemittelter Randbedingungen im Referenzfall 2. identisch. Dieses Referenztemperaturfeld wird von den Temperaturverteilungen der Statoren in den Fällen 3. bis 6. subtrahiert, um die Unterschiede in der Temperaturverteilung zu erfassen. Der Fall 1. wird nicht gezeigt, da er für die Verteilung der Temperatur der Statorbeschaukelung identische Ergebnisse liefert. Dies begründet sich darin, dass die Sperrlufteinblasung vor der Rotorreihe zu keiner Beeinflussung der Schaufeltemperaturverteilung führt. Des Weiteren sind die Ergebnisse der stationären und instationären Simulationen für die Statorreihe identisch, weshalb in den Abbildungen 4.5 und 4.6 nur die instationären Ergebnisse dargestellt werden.

Die Ergebnisse der adiabaten Schaufeltemperatur in den Abbildungen 4.5 und 4.6 zeigen, dass der systematischen Variation der Randbedingungen keine Systematik in den Ergebnissen folgt. Jeder gezeigte Fall (3. bis 6.) ist hinsichtlich der thermischen Belastung ein Einzelfall. Verglichen mit dem Referenzfall 2., welcher für jede der drei Statorschaufeln in der gleichen Temperaturverteilung resultiert, finden sich in jedem der Fälle 3. bis 6. Schaufelbereiche mit Temperaturen, die entweder 400K über oder unter dem Referenzfall liegen. Für diese Bereiche muss inklusive Sicherheitspuffer ausreichend Kühlluft vorgesehen werden. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass sich das Kühlkonzept für die Fälle 3. bis 6. an Schaufeltemperaturen orientieren muss, welche 400K höher sind als im Vergleichsfall. Die nötige Erhöhung der Kühlluftmenge wirkt sich zusätzlich zu den Wirkungsgradeinbußen, welche im Kapitel 4.1.1 beschrieben werden, über den Kreisprozess negativ aus. Die nötige Erhöhung der Kühlluftmenge für die Fälle 3. bis 6. senkt im Gegenzug automatisch die Kühleffizienz an den Schaufeln, die verglichen zum Referenzfall niedrigeren Schaufeltemperaturen ausgesetzt sind. Die beschriebenen Mechanismen gelten für Turbinenstufen, in denen sich die Kühlluftmenge gleichmäßig über alle Schaufeln verteilt. Dies führt bei der Analyse

Druckseite

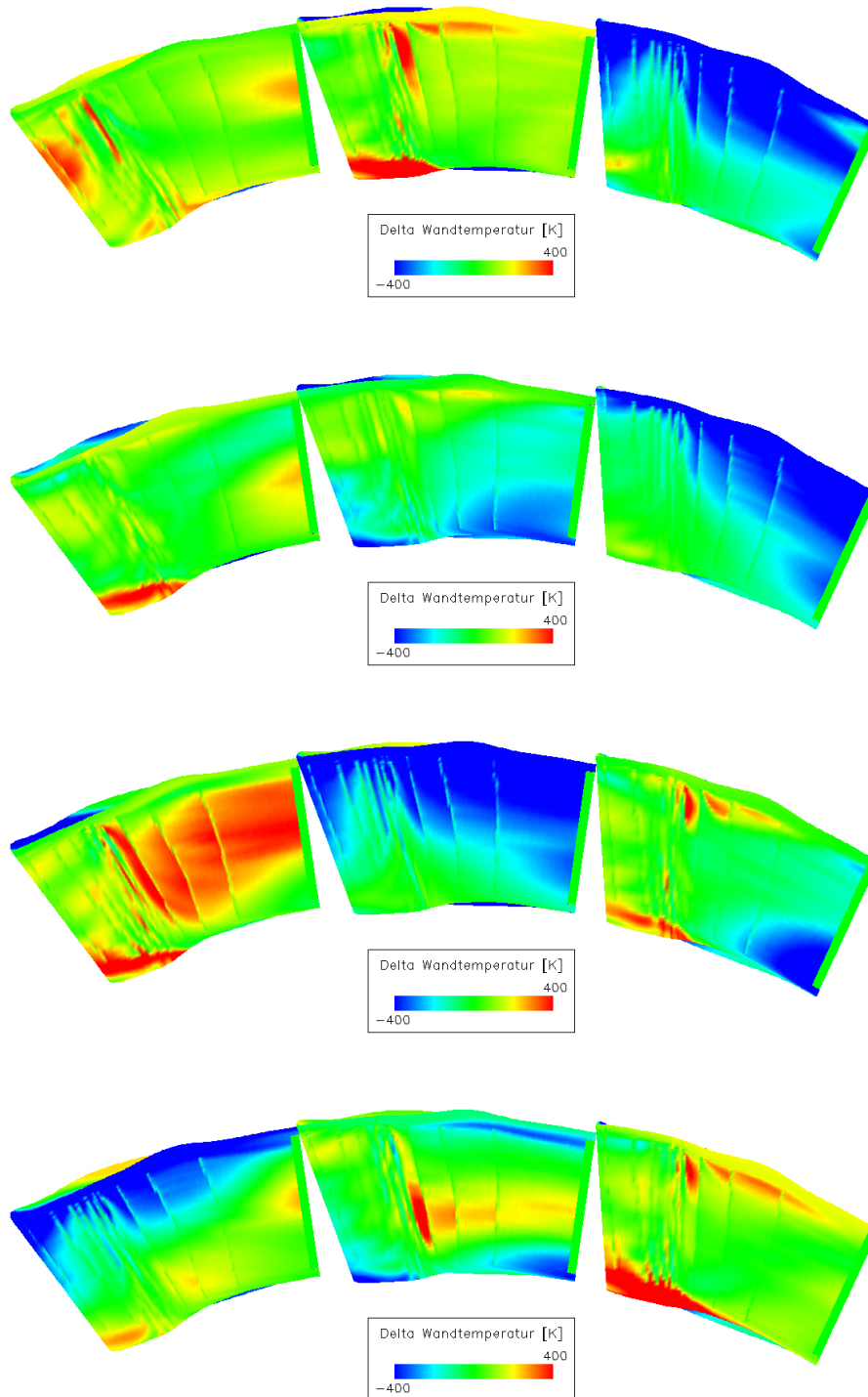


Abbildung 4.5.: Delta der Wandtemperatur der Stator 1 Schaufeln der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* für Fall 3., 4., 5. und 6. (von oben nach unten) bezogen auf den Referenzfall Fall 2. (siehe Tab. 4.1). Axial in Strömungsrichtung blickend stromauf der Statorreihe.

Saugseite

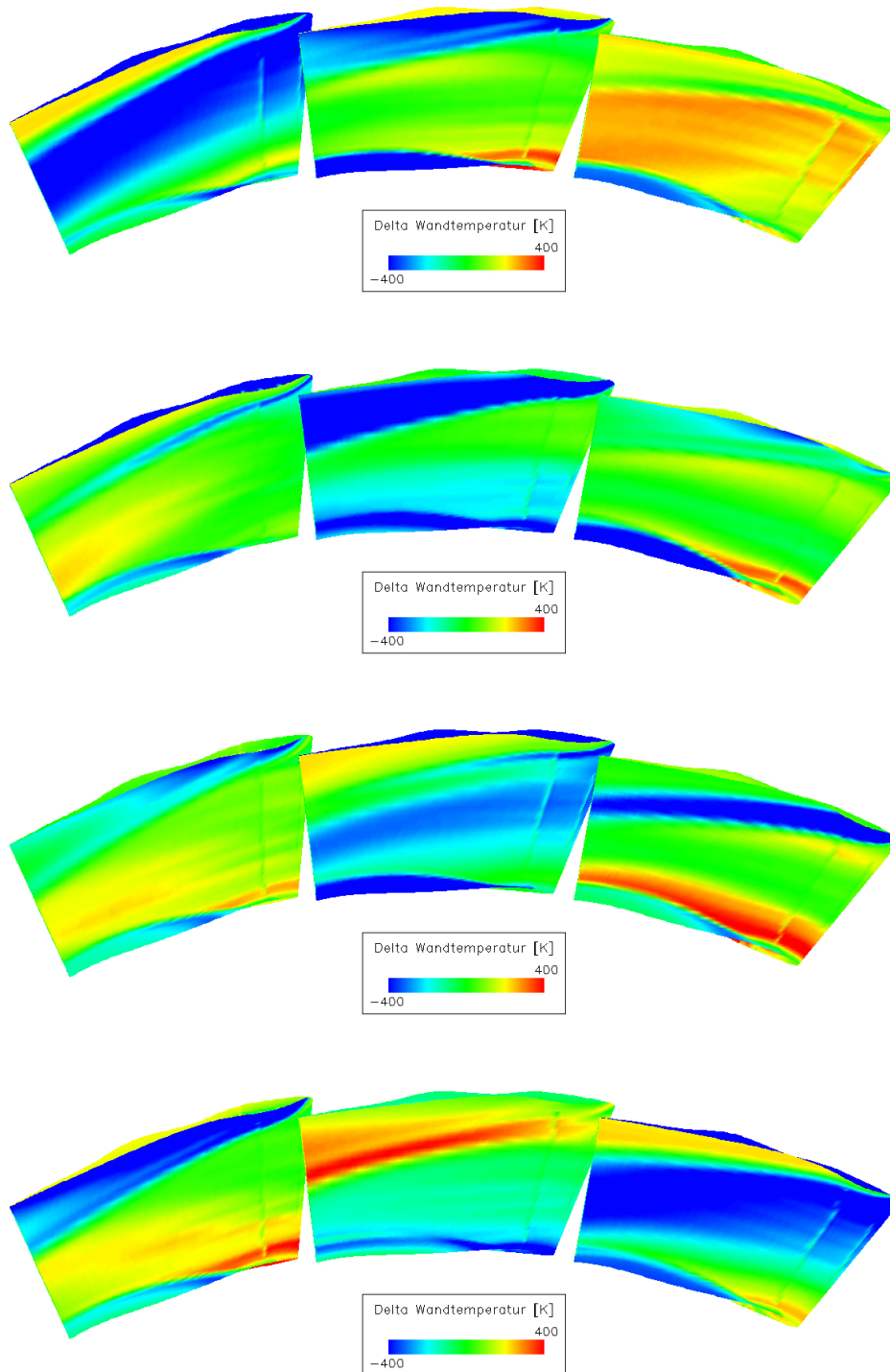


Abbildung 4.6.: Delta der Wandtemperatur der Stator 1 Schaufeln der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* für Fall 3., 4., 5. und 6. (von oben nach unten) bezogen auf den Referenzfall Fall 2. (siehe Tab. 4.1). Axial gegen die Strömungsrichtung blickend stromab der Statorreihe.

der Ergebnisse der Temperaturverteilungen (Abbildungen 4.5 und 4.6) zu den angekündigten zusätzlichen Wirkungsgradeinbußen, welche nicht im Stufenwirkungsgrad erfasst sind. Technisch denkbar ist hingegen ein Kühlkonzept, welches für jede Schaufel einer Schaufelreihe die passende Kühlluftmenge zur Verfügung stellt. Die technische Umsetzung solch eines Konzeptes ist nicht bekannt.

Die Schlußfolgerungen aus der 2d-Verteilung der Wandtemperaturen der Statorbeschaufelung werden durch die Auswertung der umfangsgemittelten Verläufe der Unterschiede der Totaltemperaturen für die Fälle 3. bis 6. verglichen zu Fall 2. bestätigt (siehe Abbildung 4.8 rechts). In der Abströmung der Statorreihe sind keine Korrelationen unter den Fällen 3. bis 6. auszumachen. An der Nabe ist dem Gasstrom eine bis zu 200K niedrigere Temperatur zu entnehmen als in der Nähe des Gehäuses. Ausschlaggebend dafür, dass der Gasstrom über 40% Schaufelhöhe heißer ist als der des Referenzfalles 2., ist zum einen die inhomogene Totaltemperaturverteilung des Eintrittsprofils (siehe Abbildung 4.8 (links) sowie Abbildung 2.14), zum anderen die schwer vorhersagbaren Auswirkungen der komplexen Drallstrukturen der Zuströmung. Eine Systematik, welche dazu führt, dass sich Fluid mit hoher Totaltemperatur stets Richtung Gehäuse bewegt, kann nicht nachgewiesen werden.

Thermische Belastung der Rotorbeschaufelung

Aufgrund der Rotation ist die geeignetste Analysemethode zur Bewertung der thermischen Belastung der Rotorbeschaufelung die Auswertung der (massengewichtet) umfangsgemittelten Verläufe der Totaltemperatur. In Abbildung 4.9 sind die radialen Verteilungen der Totaltemperatur für die Fälle 1. und 3. bis 6. als Differenz zum Verlauf des Referenzfalles 2. abgebildet. Auffallend ist zunächst der Unterschied zwischen den Fällen 1. und 2. und somit der Einfluss der Sperrluft auf die Temperaturverteilung. Im Fall 1. entfällt verglichen zum Referenzfall 2. der Sperrluftmassenstrom und die Sperrluftgeometrie wird ersetzt durch einen glatten Ringraum. Somit erklärt sich, dass der Verlauf der Totaltemperatur in den Abbildungen 4.8 links (vor) und rechts (hinter der Statorreihe) keine Deltas aufweist. Geringfügige Unterschiede an Nabe und Gehäuse sind bedingt durch den Wegfall des Sperrluftmassenstroms und der Sperrluftgeometrie (vgl. Abbildungen 2.6 links und rechts) sowie durch die Neuverteilung des Plattform-Kühlmassenstroms in der Statorabströmung. Bereits in der Rotoranströmung (siehe Abbildung 4.9 links) macht sich der enorme Einfluss des Sperrluftmassenstroms bemerkbar. Bis zu 20% der Kanalhöhe wirkt sich die niedrigere Enthalpie der Sperrluft aus. Fall 1. zeigt umfangsgemittelte Werte von bis zu 280K höheren Temperaturen auf 5% Kanalhöhe als im Referenzfall mit Sperrluft. Die Fälle 3. bis 6. hingegen, welche

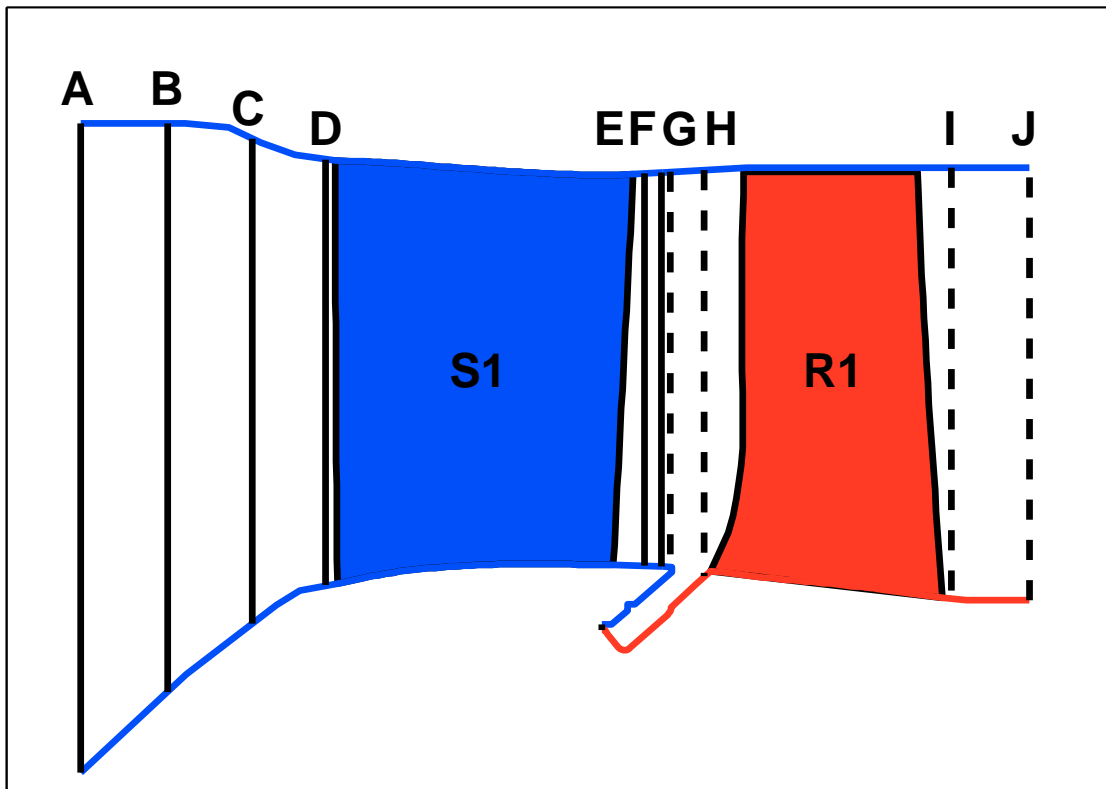


Abbildung 4.7.: Auswerteebenen der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*

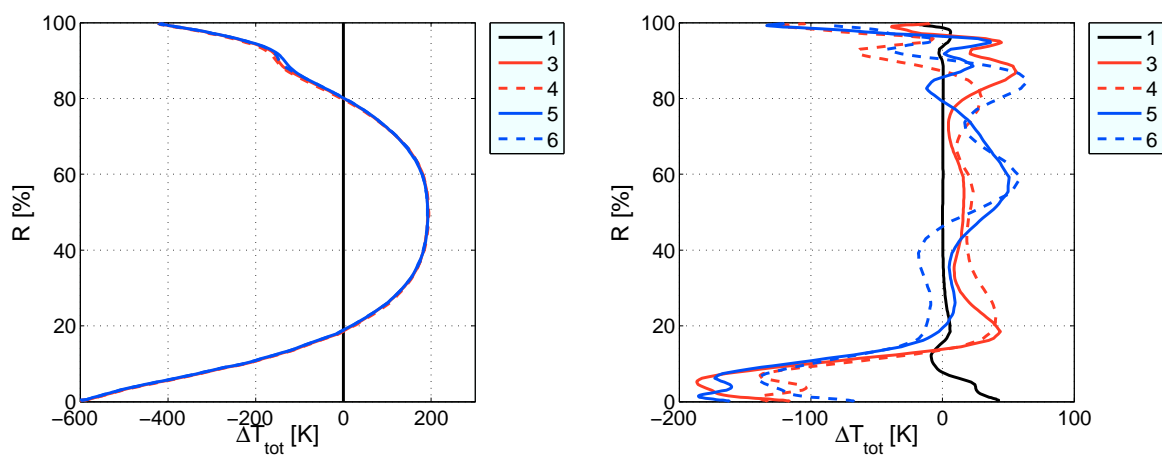


Abbildung 4.8.: *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*: Umfangsgemittelter Verlauf der Totaltemperatur der Fälle 1. bis 6. und der Ergebnisse der Auslegungsdatei *q263* bezogen auf den Mittelwert der Totaltemperatur am Eintritt des Referenzfalles (Fall 2.). Links: Auswerteebene A, rechts: Auswerteebene F (siehe 4.7)

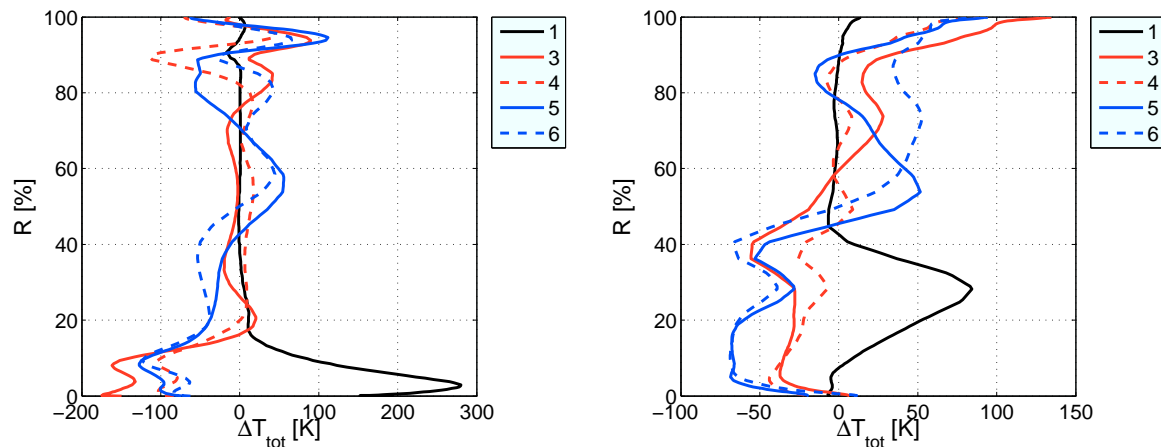


Abbildung 4.9.: *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*: Umfangsgemittelter Verlauf der Totaltemperatur der Fälle 1. bis 6. und der Ergebnisse der Auslegungsdatei *q263* bezogen auf den Mittelwert der Totaltemperatur am Eintritt des Referenzfalles (Fall 2.). Links: Auswertebene H, rechts: Auswertebene I (siehe 4.7)

ebenfalls die gleichen Randbedingungen für die Sperrlufteinblasung beinhalten wie der Referenzfall 2., zeigen niedrigere Totaltemperaturen als die Referenz. Dies ist auf das an der Nabe kühlere Totaltemperaturprofil am Eintritt zurückzuführen. Am Rotorausstritt (siehe Abbildung 4.9 rechts) zeigt sich der große Einfluss der Sperrluft auf die Totaltemperaturverteilung. Der maximale Totaltemperaturunterschied, der in Rotoranströmung noch auf 5% Kanalhöhe zu finden ist, steigt bei der Durchströmung der Rotorbeschaufelung in radialer Richtung auf bis zu 40% der Kanalhöhe. Die Rotorabströmung zeigt für Fall 1. eine bis zu 80K heißere Abströmung auf 30% Kanalhöhe. Durch das Wandern der Sperrluft in radialer Richtung, der Verschlechterung des Anströmwinkels des Rotors und der niedrigeren Enthalpie lassen sich die Wirkungsgraddefizite (siehe Kapitel 4.1.1) bei Hinzunahme der Sperrluft zum Stufenmodell erklären. Die Betrachtung der Rotorabströmung hinsichtlich der Fälle 3. bis 6. zeigt wiederum keine Korrelation zu der Variation der Drallparameter wie Drallrichtung (im oder gegen den Uhrzeigersinn) oder Drallumfangsausrichtung (Vorderkante oder Passage). Allerdings zeigen alle vier Fälle eine Umverteilung der Totaltemperatur in Richtung des Gehäuses. Diese belastet die deckbandlose Rotorspitze der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* mit 50K bis 100K heißerer Luft. Hinweise für die Allgemeingültigkeit dieses Effektes sind nicht vorhanden, jedoch zeigt allein das Auftreten solch eines Effektes die Notwendigkeit, die Auswirkungen der inhomogenen Totaltemperaturverteilung am Turbineneintritt und deren Umverteilung während der Durchströmung der Statorreihe (siehe Abbildung 4.8) auch für die Auslegung der Rotorreihe stets zu berücksichtigen.

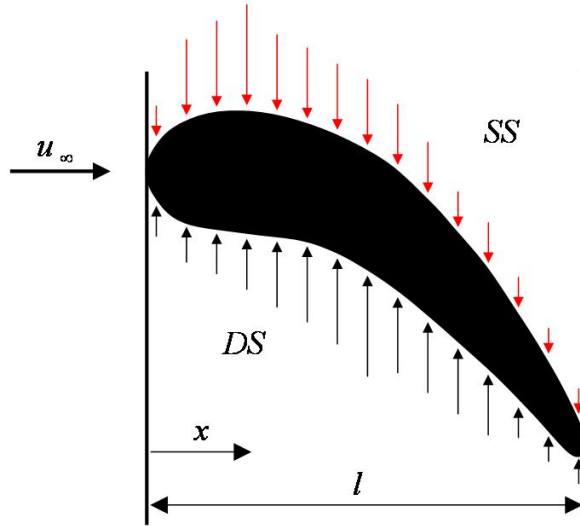


Abbildung 4.10.: Erklärung der Berechnung des Auftriebsbeiwertes

4.1.3 Auftriebsbeiwert

Ein weiteres Mittel, um die Einflüsse des Sperrluftmassenstroms und der verdrahten Statoranströmung zu quantifizieren, ist die Auswertung der erzielten Schaufelkraft. Hierzu bieten *CFD*-Berechnungen die Möglichkeit, über die Analyse des Druckfeldes an der Schaufelwand die Schaufelkraft direkt zu berechnen. Die klassische Profiltheorie (siehe [91]) unterscheidet zwei Kraftkomponenten, den Profilwiderstand c_W und die Auftriebskraft c_A (siehe allgemeine Definition in Gleichung 4.1).

$$c_A = \frac{\int \Delta p_{stat} dA}{A \frac{\rho u_{\infty}^2}{2}} \quad (4.1)$$

Relevant für die Leistungsausbeute in Turbinenstufen ist die Auftriebskraft (Kraftkomponente in Umfangsrichtung). Die hier gewählte Analysemethode errechnet von 1% bis 99% (bei Rotorschaukeln: 98%) Schaufelhöhe in 1%-Schritten auf jeder Schaufelschnittebene die resultierende mittlere Linienkraft (Zähler in Gleichung 4.2).

$$c_A(r) = \frac{\int_0^l p_{stat,DS} dx - \int_0^l p_{stat,SS} dx}{l \frac{\rho u_{\infty}^2}{2}} \quad (4.2)$$

Die Division durch die axiale Sehnenlänge des jeweiligen Schnittes ermittelt die mittlere statische Druckdifferenz, welche auf der Schaufelhöhe vorherrscht. Die Division durch den dynamischen Druck der Anströmung entdimensioniert den Druckverlauf und erzeugt den Auftriebsbeiwert c_A , welcher über den Radius der jeweiligen Schaufel variiert (siehe Abbildung 4.10 und Gleichung 4.2). Folgende Gesichtspunkte werden berücksichtigt, um die Vergleichbarkeit der Verläufe des Auftriebsbeiwertes c_A unter den verschiedenen Strömungsfällen 1. bis 6. (siehe Tabelle 4.1) zu gewährleisten:

1. Die gemittelten numerischen Randbedingungen des Totaldruckes und der Totaltemperatur an Ein- und Austritten der Turbinengeometrien müssen über alle Fälle (1. bis 6.) identisch sein.
2. Der dynamische Druck, der zum Entdimensionieren des mittleren statischen Druckes verwendet wird, muss für alle betrachteten Fälle konstant sein. Würde der dynamische Druck variieren, könnten Unterschiede zwischen den Verläufen des Auftriebsbeiwertes nicht allein auf die erzielte Schaufelkraft bezogen werden. Für jede Schaufelreihe wird ein eigener dynamischer Vergleichsdruck verwendet.

Aufgrund der besseren Darstellung ist in diesem Kapitel nicht der absolute Verlauf des Auftriebsbeiwertes dargestellt, sondern die prozentuale Abweichung zum jeweiligen Vergleichs- bzw. Referenzfall. Die absoluten Verläufe des Auftriebswertes sind dem Anhang A zu entnehmen.

Einfluss der Sperrluftparameter auf den Auftriebsbeiwert

Abbildung 4.11 zeigt die Ergebnisse des Auftriebswertes unter dem Einfluss der Variation des Sperrluftmassenstroms, in der linken Spalte für die *1,5-stufige Versuchsturbine* und in der rechten Spalte für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*. Die Ergebnisse der Parameterstudie zur Sperrlufteinblasung basieren auf stationären Simulationen. Ausgangspunkt für die Variation des Sperrluftmassenstroms ist Fall 2. (ohne Drall, mit Sperrluft, siehe Tabelle 4.1). Die Ergebnisse zeigen die prozentuale Abweichung des Verlaufs des Auftriebsbeiwertes über die Schaufelhöhe für die stationären Simulationen mit Sperrluft (Fall 2.) bezogen auf den Fall 1. ohne Sperrluft. Da stationär ohne verdrallte Statoranströmung gerechnet wird, enthält das numerische Modell zur Beschleunigung der Simulationen je nur eine Schaufel pro Schaufelreihe. Die obere Reihe der Abbildung 4.11 zeigt die Auswirkungen der Variation des Sperrluftmassenstroms auf die Schaufeln der ersten Statorreihe. Durch die Beibehaltung des gleichen Druckverhältnisses über Ein- und Austrittsfläche für alle Variationen sinkt der Stator 1 Massenstrom bei Erhöhung des Sperrluftmassenstroms, so dass in allen Fällen ungefähr der gleiche Massenstrom durch den Rotor strömt. Eine Erhöhung des Sperrluftmassen-

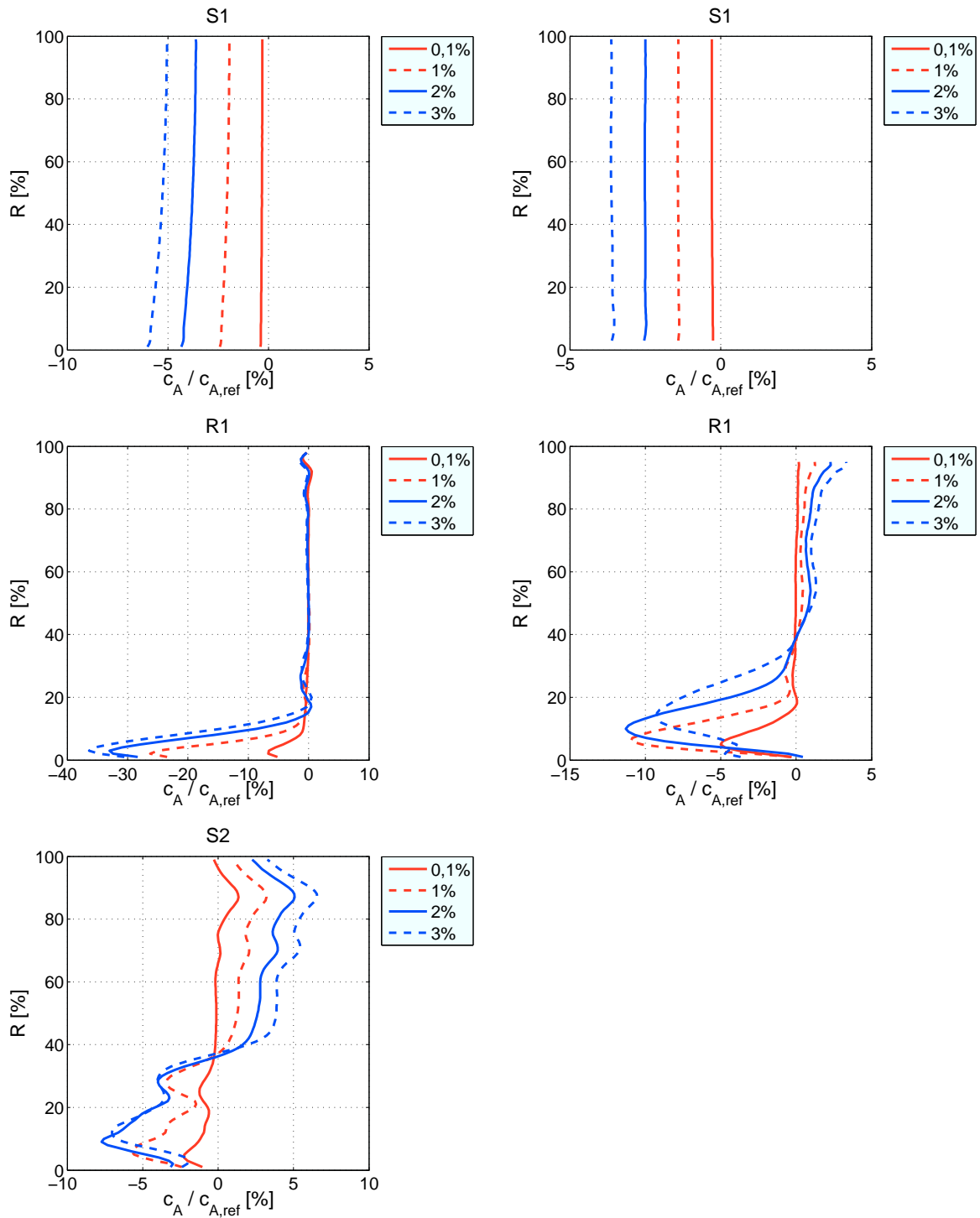


Abbildung 4.11.: Verlauf des Auftriebsbeiwertes über die Schaufelhöhe. Ergebnisse der stationären Simulationen zur Variation des Sperrluftmassenstrom in $\frac{\dot{m}_{kav}}{\dot{m}_0} [\%]$ bezogen auf den Fall 1. ohne Sperrluft. Links: 1,5-stufige Versuchsturbine, rechts: E3E Core 3/2 Hochdruckstufe

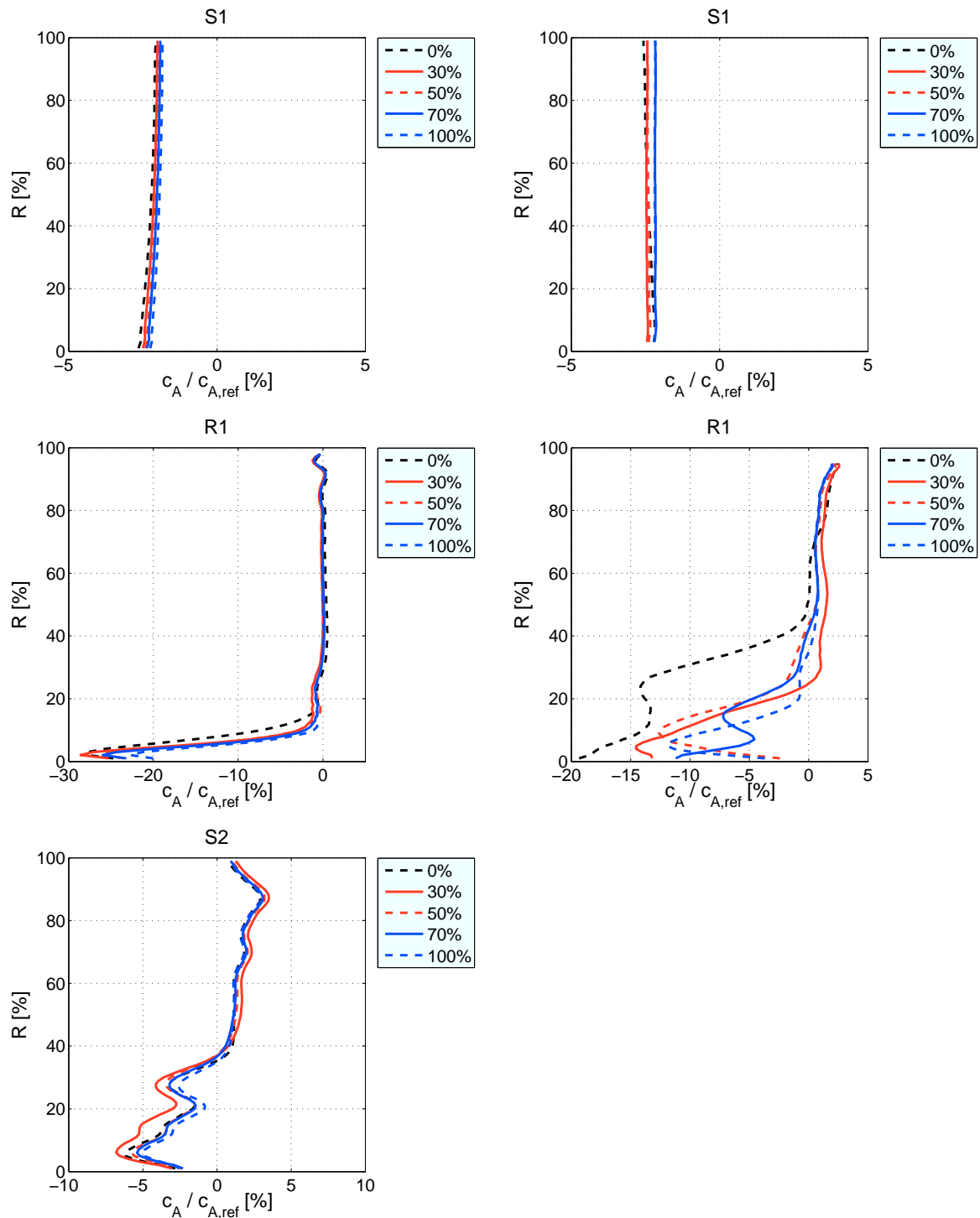


Abbildung 4.12.: Verlauf des Auftriebsbeiwertes über die Schaufelhöhe. Ergebnisse der stationären Simulationen zur Variation der Umfangsgeschwindigkeit des eintretenden Sperrluftmassenstroms in $\frac{c_{u,kav}}{u_{rotor}}$ [%] bezogen auf den Fall 1. ohne Sperrluft. Links: 1,5-stufige Versuchsturbine, rechts: E3E Core 3/2 Hochdruckstufe

stroms um 1% führt für die *1,5-stufige Versuchsturbine* zu einer Absenkung der mittleren Auftriebskraft um 2% und für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* zu einer Absenkung um 1%. Für beide Geometrien erfolgt ein gleichmäßiger linearer Abfall des Auftriebsbeiwertes, der durch die Absenkung des Statormassenstroms hervorgerufen wird. In der mittleren Reihe der Abbildung 4.11 ergibt sich für die Variation des Sperrluftmassenstroms zwar keine gleichmäßige Veränderung des Auftriebswertes im Rotor, aber eine eindeutige Tendenz. Die Erhöhung des Sperrluftmassenstroms führt zu einer klaren Verschlechterung des Auftriebsbeiwertes verglichen zum Fall ohne Sperrlufteinblasung. Schon bei Modellierung der Sperrluftgeometrie mit geringfügiger Sperrlufteinblasung in Höhe von $0,1\% \frac{\dot{m}_{kav}}{\dot{m}_0}$ fällt der Auftriebsbeiwert bei der *1,5-stufigen Versuchsturbine* in der Spitze um ca. 7% (4% Schaufelhöhe). Eine Erhöhung der Sperrluft auf 1%, 2% und 3% senkt den Auftriebsbeiwert in der Spitze um 26%, 33% und 37%. Das Minimum des Auftriebsbeiwertes hält sich dabei für alle Fälle unverändert bei 4% Schaufelhöhe. Negative Auswirkungen auf den Auftriebswert können bis zu 40% Schaufelhöhe ausgemacht werden, nennenswerte Verschlechterungen beschränken sich allerdings auf unter 20% Schaufelhöhe. Im Gegensatz dazu wandern die Gebiete des geringeren Auftriebsbeiwertes bei der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* auf bis zu 40% Schaufelhöhe des Rotos. Erhöht sich der Sperrluftmassenstrom so sinkt das Minimum des Auftriebsbeiwertes nicht unbedingt, sondern es wandert zunächst auf einen höheren Radius. Dieser Effekt ist in der Literatur (siehe Kapitel 1.3.1) bekannt und lässt sich auf die Verstärkung des Passagenwirbels zurückführen. Des Weiteren verbreitert sich die radiale Erstreckung des negativen Einflusses auf die umgesetzte Schaufelkraft. Verglichen zum Fall ohne Sperrluft pendelt sich das Minimum des Auftriebsbeiwertes c_A für Sperrluftmassenströme über $1\% \frac{\dot{m}_{kav}}{\dot{m}_0}$ auf ca. -10% ein. Die negativen Auswirkungen der Sperrluft auf die Arbeitsentnahme im Rotor sind im Wesentlichen auf die Vermischungsverluste zurückzuführen, die von der Sperrluft-Hauptstrom Interaktion hervorgerufen werden. Über dem Radius von 40% erhöht sich der Auftriebsbeiwert zum Gehäuse hin geringfügig. Dies geschieht vermutlich aufgrund der Neuverteilung des Massenstroms. In der unteren Reihe der Abbildung 4.11 sind die Einflüsse der Variation des Sperrluftmassenstroms auf die zweite Statorreihe festgehalten. Allein ein Diagramm ist dargestellt, da nur das numerische Modell der *1,5-stufigen Versuchsturbine* die zweite Statorreihe beinhaltet. In der unteren Hälfte der Schaufel führt die Sperrlufteinblasung auch für die zweite Statorreihe zu einem schlechteren Auftriebsbeiwert als für den Fall ohne Modellierung der Sperrluft. Um bis zu 5% sinkt der Auftriebsbeiwert in der unteren Hälfte der Schaufel, was auf den durch die Sperrluft hervorgerufenen Inzidenz zurückgeführt werden kann. Ab 40% Schaufelhöhe erhöht sich der Auftriebsbeiwert. Vermutlich verteilt sich auch hier der Massenstrom neu und führt zu einer andersartigen Umströmung der zweiten Statorreihe. Es kann allerdings festgehalten werden, dass die Auswirkungen

auf die zweite Statorreihe einer eindeutigen Tendenz und Abhängigkeit der Höhe des Sperrluftmassenstroms unterliegen.

Die Ergebnisse einer weiteren Sperrluftparametervariation sind in Abbildung 4.12 dargestellt. Darin wird an der numerischen Eintrittsfläche der modellierten Sperrlufteinblasung die Umfangskomponente der Sperrluft variiert und die Abweichung des resultierenden Auftriebsbeiwertes vom Auftriebsbeiwert ohne Sperrluft dargestellt. Physikalisch sinnvolle Umfangsgeschwindigkeiten liegen zwischen 0% und 100% $\frac{c_{u,kav}}{u_{rotor}}$ der auf der gleichen radialen Höhe vorliegenden Rotorgeschwindigkeit, obwohl beide Werte Grenzfälle darstellen, welche in der Realität nicht zu erwarten sind. In der linken Spalte der Abbildung 4.12 sind für die *1,5-stufige Versuchsturbine* trotz der Variation der Umfangsgeschwindigkeit kaum Unterschiede im Verlauf des Auftriebsbeiwertes in der ersten Stator-, der Rotor- und der zweiten Statorreihe zu erkennen. Die Ergebnisse der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* in der rechten Spalte der Abbildung 4.12 zeigen eine geringe Sensitivität des Auftriebsbeiwertes auf die Variation der Umfangsgeschwindigkeit. Während in der Statorreihe, ähnlich zu den Ergebnisse der *1,5-stufigen Versuchsturbine*, keine Unterschiede erkennbar sind, verändert sich der Auftriebsbeiwert des Rotors. Lässt man bei der Bewertung die Grenzfälle der Umfangsgeschwindigkeit von 0% und 100% $\frac{c_{u,kav}}{u_{rotor}}$ außen vor, so ergeben sich bis zu 15% Abfall des Auftriebsbeiwertes verglichen zum Fall ohne Sperrlufteinblasung für 30% $\frac{c_{u,kav}}{u_{rotor}}$ und bis zu 10% Abfall des Auftriebsbeiwertes für 70% $\frac{c_{u,kav}}{u_{rotor}}$. Analog zu der Variation des Sperrluftmassenstroms treten die Unterschiede des Auftriebsbeiwertes, hervorgerufen durch die Variation der Umfangsgeschwindigkeit, im unteren Bereich der Schaufel bis 40% Schaufelhöhe auf. Die Erkenntnisse decken sich mit den Wirkungsgradergebnissen im Kapitel 4.1.1, worin die Variation der Umfangsgeschwindigkeit der Sperrluft für die *1,5-stufige Versuchsturbine* geringere Wirkungsgradunterschiede zur Folge hat, während bei der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* die Wirkungsgradunterschiede etwas höher ausfallen.

Einfluss der Sperrluft und der verdrehten Anströmung auf den Auftriebsbeiwert der Statorreihe

Im folgenden Unterkapitel werden die Ergebnisse des Auftriebsbeiwertes unter Hinzunahme der verdrehten Anströmung der Turbine analysiert. In Abbildung 4.13 sind die zeitgemittelten, instationären Ergebnisse des Auftriebsbeiwertes für die Fälle 1. bis 6. bezogen auf den Referenzfall 2. dargestellt. Für die Simulation des Dralls am Turbineneintritt ist bei der *1,5-stufigen Versuchsturbine* (linke Spalte) die Modellierung von zwei Statoren der ersten Statorreihe nötig, für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* (rechte Spalte der Abbildung 4.13) sind es drei Statoren. Die Unterteilung der Statorschau-

feln in S1-L, S1-M und S1-R bedeuten die Darstellung der Ergebnisse des Auftriebsbeiwertes für die jeweils linke, mittlere und rechte Statorschaufel der ersten Statorreihe in Strömungsrichtung blickend. Die Ausrichtung der Drallzentren ist mit der gleichen Blickrichtung der Abbildung 2.13 zu entnehmen.

Das linke obere Diagramm der Abbildung 4.13 zeigt die Verteilung des Auftriebsbeiwertes für die linke Stator 1 Schaufel der *1,5-stufigen Versuchsturbine*. Die Ergebnisse des Auftriebsbeiwertes für die Fälle 3. und 5. zeigen darin die größten und ausgeprägtesten Abweichungen zum Fall 2.. Dies ist auf die Ausrichtung des Drallzentrums auf die Statorreihe zurückzuführen, da für die Fälle 3. und 5. das Drallzentrum am Turbineneintritt genau auf die Statorvorderkante der linken Schaufel ausgerichtet ist. Weil die Statorschaufeln die Strömung im Uhrzeigersinn um die Maschinenachse umlenken, kommt es für den Fall 3., bei verdrahter Anströmung der Statoren im Uhrzeigersinn (UZS), über dem Drallzentrum ab 60% Schaufelhöhe zu negativem Inzidenz. Dies führt in Gehäusenähe zu einem Abfall des Auftriebsbeiwertes um bis zu 25%. Unter dem Drallzentrum bis zur Nabe steigt hingegen der Auftriebsbeiwert um bis zu 10% aufgrund des positiven Inzidenz. Für die Fälle 4. und 6., in denen das Drallzentrum genau zwischen die beiden modellierten Statorschaufeln gerichtet ist, zeigt der Verlauf des Auftriebsbeiwertes eine geringere Abhängigkeit von der Drallrichtung, während der Auftriebsbeiwert über die gesamte Schaufelhöhe gegenüber dem Referenzfall abfällt. Fall 1. ist der Vollständigkeit halber aufgeführt und zeigt eine geringe Parallelverschiebung des Auftriebsbeiwertes aufgrund des geringeren Statormassenstroms.

Links unten in der Abbildung 4.13 sind die Auftriebsbeiwerte der rechten Statorschaufel der *1,5-stufigen Versuchsturbine* dargestellt. Die Fälle 3. und 5. zeigen spiegelverkehrte Änderungen des Auftriebswertes, welche allerdings nicht zu erwarten sind. Auch dass sich die Kurvenverläufe der beiden Fälle 3. und 6. sowie der beiden Fälle 4. und 5. gleichen, ist ein Hinweis darauf, dass die Umströmung der rechten Schaufel, welche fernab des Drallzentrums liegt, weder von der Drallrichtung noch von der Ausrichtung des Dralls abhängt.

Der rechten Spalte der Abbildung 4.13 sind die Ergebnisse der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* zu entnehmen. Da das Verhältnis von Drallzentren zu Statorschaufeln für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* bei 2:3 liegt, ist kein richtiger Vergleich mit den Ergebnissen der *1,5-stufigen Versuchsturbine* möglich, für die das Verhältnis 1:2 ist. Eine kleine Ausnahme stellen die Fälle 3. und 5. für die linke Schaufel der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* dar, für die das Drallzentrum auf die Vorderkante ausgerichtet ist. Die Verläufe des Auftriebsbeiwertes der Fälle 3. und 5. zeigen ähnliche Tendenzen im Vergleich mit der Schaufel S1-L der *1,5-stufigen Versuchsturbine*, allerdings mit Abweichungen sobald der Auftriebsbeiwert größer als im Referenzfall 2. wird. Ein größerer Auftriebsbeiwert

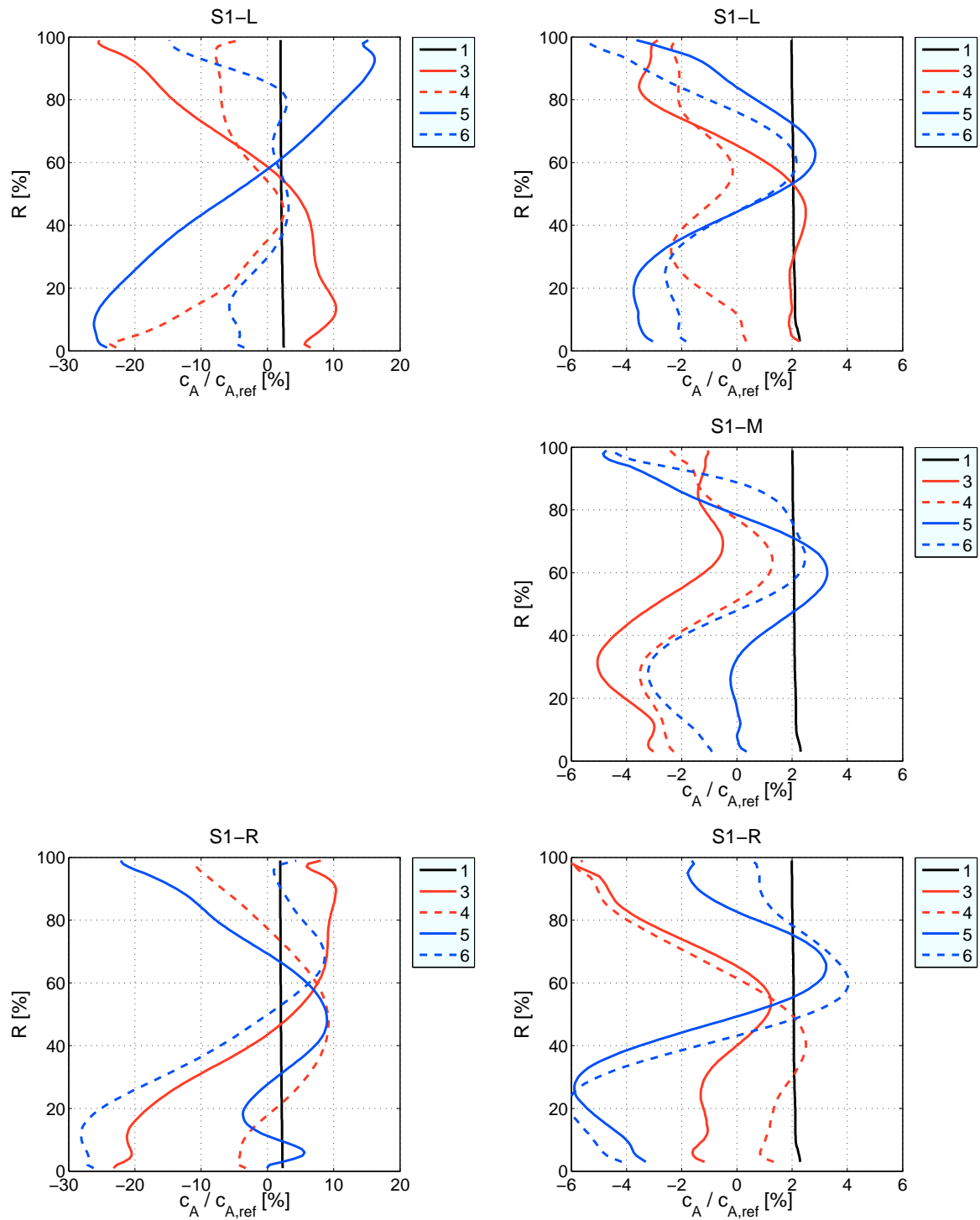


Abbildung 4.13.: Verlauf des Auftriebsbeiwertes über die Schaufelhöhe. Ergebnisse der zeitgemittelten instationären Simulationen für die Fälle 1. bis 6. bezogen auf den Referenzfall 2. für die erste Statorreihe. Links: 1,5-stufige Versuchsturbine, rechts: E3E Core 3/2 Hochdruckstufe

als im Referenzfall bedeutet, wie oben erläutert, einen positiven Inzidenz in der Statoranströmung, wofür die verdrallte Anströmung aus der Richtung der Nachbarschaufel S1-M kommen müsste. Denkbar wäre, dass die Saugseite der Schaufel S1-M, die im Vergleich zur Statorbeschaufelung der *1,5-stufigen Versuchsturbine* näher an der Schaufel S1-L ist, die Anströmung mit positivem Inzidenz zur Schaufel S1-L abschwächt. Festzuhalten ist auch, dass die Auftriebsbeiwerte um bis zu 6% im Vergleich zu Fall 2. fallen und um bis zu 2% ansteigen. Die Abweichungen in Prozent sind somit nicht mit denen der *1,5-stufigen Versuchsturbine* vergleichbar.

Die Ergebnisse des Auftriebsbeiwertes der Schaufel S1-M in der Abbildung 4.13 (mittlere Reihe rechts) zeigen eine überwiegende Verschlechterung des Auftriebsbeiwertes verglichen zum Referenzfall 2.. Eindeutige Abhängigkeiten sind von den variierten Parametern nicht zu erkennen, was auch nicht zu erwarten ist. Vergleichbar dazu sind die Ergebnisse der Schaufel S1-R der *1,5-stufigen Versuchsturbine*, welche ebenfalls fernab des Drallzentrums liegt.

Die Ergebnisse der Schaufel S1-R in Abbildung 4.13 (unten rechts) zeigen Ähnlichkeiten zu den Ergebnissen der Schaufel S1-L, obwohl das Drallzentrum nicht auf die Vorderkante der Schaufel S1-R ausgerichtet ist. Eine Verschiebung des Drallzentrums in Umfangsrichtung zeigt kaum Auswirkungen auf den Verlauf des Auftriebsbeiwertes der Schaufel S1-R. Weder zwischen den Ergebnissen der Fälle 3. und 4. noch für die Fälle 5. und 6. sind große Unterschiede zu erkennen. Wie in Abbildung 2.13 dargestellt, ist das zweite Drallzentrum für die Fälle 3. bis 6. auf die Passage zwischen S1-M und S1-R ausgerichtet. Die Änderungen im Auftriebsbeiwert zwischen Fall 3. und 5. erfolgen demnach allein aufgrund der Variation der Drallrichtung. Die Verläufe des Auftriebsbeiwertes der Schaufel S1-R zeigen insgesamt gesehen unerwartet starke Gradienten im Kurvenverlauf, welche nicht vorab zu erwarten sind.

Einfluss der Sperrluft und der verdrallten Anströmung auf den Auftriebsbeiwert der Rotorreihe

Abbildung 4.14 zeigt die Verteilung des Auftriebsbeiwertes der Fälle 1. bis 6. bezogen auf den Referenzfall 2., im linken Diagramm für die *1,5-stufige Versuchsturbine*, im rechten für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*. Obwohl die Ergebnisse den instationären Ergebnissen entnommen sind, ist nur jeweils eine Schaufel dargestellt, da zeitgemittelt jede Schaufel der Rotorreihe der gleichen aerodynamischen Belastung unterliegt. Anders als in der Statorreihe, für welche Abweichungen im Verlauf des Auftriebsbeiwertes zu Druckverlusten oder Inzidenz für den darauffolgenden Rotor entstehen, ist der Auf-

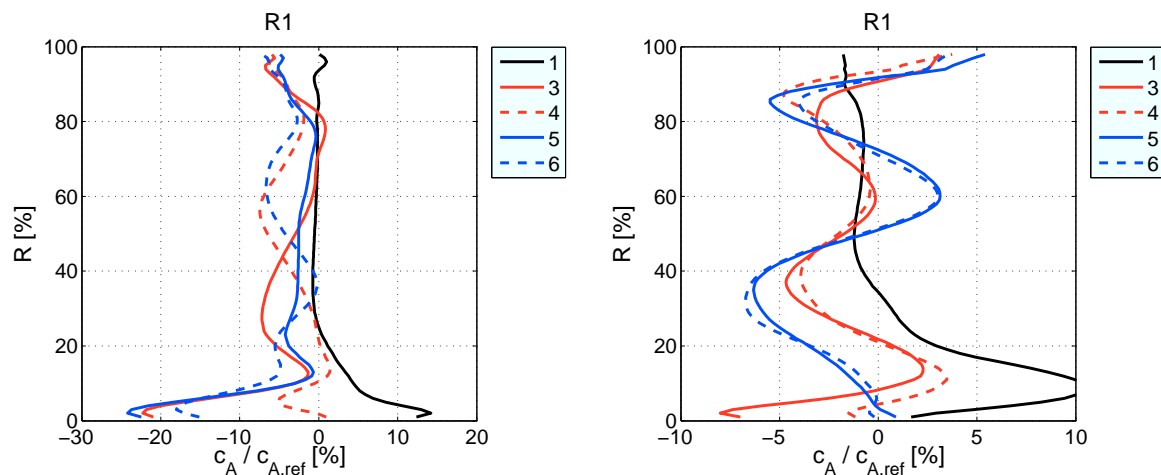


Abbildung 4.14.: Verlauf des Auftriebsbeiwertes über die Schaufelhöhe. Ergebnisse der zeitgemittelten instationären Simulationen für die Fälle 1. bis 6 bezogen auf den Referenzfall 2. für die erste Rotorreihe. Links: *1,5-stufige Versuchsturbine*, rechts: *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*

triebsbeiwert des Rotors über die Schaufelkraft direkt mit der Leistungsentnahme und somit den Wirkungsgrad gekoppelt.

Betrachtet man in Abbildung 4.14 zunächst den Fall 1. (ohne Drall, ohne Sperrluft), so treten für beide Geometrien im Verlauf des Auftriebsbeiwertes Abweichungen zum Referenzfall 2. (ohne Drall, mit Sperrluft) hauptsächlich im unteren Schaufelabschnitt bis 40% Schaufelhöhe auf. 10% bis 15% höher ist die Schaufelkraft für den Fall, dass die Sperrluft im numerischen Modell komplett entfällt.

Die Änderungen, die durch die Hinzunahme des Dralls auftreten, sind ungleich höher, ungleichförmiger und schwerer vorherzusagen. Betrachtet man die Verläufe des Auftriebsbeiwertes für die Fälle 3. bis 6. (mit Drall, mit Sperrluft) in Abbildung 4.14 links für die *1,5-stufige Versuchsturbine*, so ist der Einfluss der Umfangsausrichtung des Drallzentrums höher als der Einfluss der Drallrichtung. Die Fälle 3. und 5. verlaufen nahezu identisch, was damit begründet werden kann, dass für diese beiden Fälle das Drallzentrum, welches auf die Vorderkante der Statorschaufel ausgerichtet ist, durch die Schaufel unabhängig von seiner Drallrichtung in seiner Fortpflanzung aufgehalten wird. Für die Fälle 4. und 6. hingegen pflanzt sich das Drallzentrum nahezu ungehindert durch die Passage fort und erzeugt in der anschließenden Rotorumströmung erhöhte Verluste, die auch den Verläufen des Auftriebsbeiwertes zwischen 40% und 80% Schaufelhöhe zu entnehmen sind.

Die Verläufe der Auftriebsbeiwerte für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* der Fälle 3. bis 6. sind in Abbildung 4.14 dargestellt. Die Auftriebsbeiwerte der Fälle 5. und 6.

zeigen einen größeren Gradienten und einen größeren Abfall im Verlauf des Auftriebsbeiwertes. Dies kann auf den Referenzfall 2. zurückgeführt werden, auf welchen die Ergebnisse bezogen werden. Fall 2. repräsentiert die Schaufelauslegung, die auf Basis eines umfangsgemittelten im UZS drehenden Dralls ausgelegt wurde. Es ist kein Einfluss auf den Auftriebsbeiwert durch die Variation der Ausrichtung der Drallzentren in Umfangsrichtung zu verzeichnen, weder zwischen Fall 3. und 4. noch zwischen Fall 5. und 6.. Der prozentuelle Abfall des Auftriebsbeiwertes durch die Hinzunahme des Dralls in der Turbinenanströmung bewegt sich für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* in der gleichen Größenordnung (ca. 10%), wie für die *1,5-stufige Versuchsturbine*. Insgesamt ist der aus der Drallanströmung resultierende Verlauf des Auftriebsbeiwertes für keine der beiden Geometrien vorhersagbar.

4.2 Analyse der qualitativen Ergebnisse

4.2.1 Sekundärströmungssysteme

Das folgende Kapitel befasst sich mit den Sekundärströmungssystemen in der ersten Statorreihe der jeweiligen Turbinengeometrie. Hierzu werden die Verwirbelungen in der Statorumströmung der *1,5-stufigen Versuchsturbine* und der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* für die verschiedenen Fälle visualisiert und qualitativ miteinander verglichen. Alle in diesem Kapitel nicht gezeigten Ergebnisse sind dem Anhang A zu entnehmen.

Visualisierungsmethode

Die Methode zur Visualisierung der Sekundärströmungssysteme basiert auf einem Ansatz aus [73] zur Berechnung der sekundären kinetischen Energie und entwickelt ihn weiter. Der Algorithmus visualisiert den Verlauf der Wirbelzentren und den Drehsinn der Wirbel. Hierzu ist zunächst eine Simulation zur Definition einer Referenzlösung ohne Sekundärströmungswirbel nötig. Dazu werden für beide Geometrien die Randbedingungen aus Fall 1. verwendet und eine Simulation mit reibungsfreien Endwänden (Nabe und Gehäuse) gestartet. Der Hufeisenwirbel und der daraus sich entwickelnde Passagenwirbel können dadurch nicht entstehen. Dafür können diese Wirbel nach Subtraktion des Geschwindigkeitsfeldes der Simulation mit reibungsfreien Endwänden von den zu analysierenden Simulationsergebnissen der Fälle 1. bis 6. besser visualisiert werden. Wichtig bei der Subtraktion der beiden Lösungen ist, dass von der Referenzlösung mit reibungsfreien Endwänden allein die Richtung der Strömungsvektoren berücksichtigt wird, weil die Referenzlösung mit reibungsfreien Endwänden eine veränderte

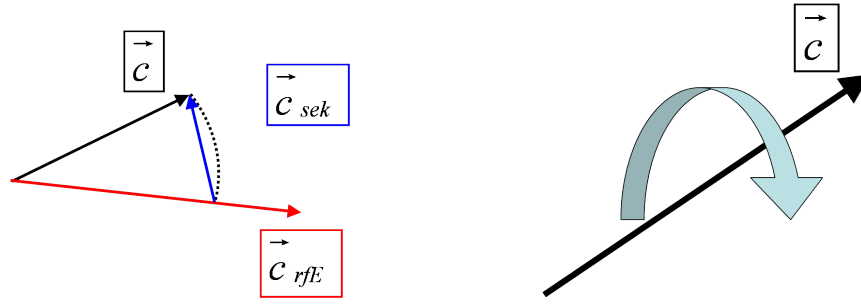


Abbildung 4.15.: Links: Darstellung des Zusammenhangs der Vektoren des zu analysierenden Geschwindigkeitsfeldes \vec{c} , der Referenzlösung mit reibungsfreien Endwänden \vec{c}_{rfE} und des daraus ermittelten Sekundärströmungsfeldes \vec{c}_{sek} . Rechts: Ein Beispiel für einen Wert der Helizität > 0 .

Massenstromverteilung aufweist. Die Referenzlösung mit reibungsfreien Endwänden repräsentiert somit die Richtung der Strömungsvektoren, die sich ohne Auftreten von Sekundärströmungen ergeben würde. Als einzige Einschränkung können Sekundärströmungen genannt werden, welche allein aufgrund der unterschiedlichen Umlenkung der Strömung über die Schaufelhöhe auftreten. Um die Sekundärströmungssysteme übersichtlich darzustellen, ist es notwendig, eine reibungsbehaftete Simulation als Referenzlösung mit reibungsfreien Endwänden zu erstellen, in welcher die Schaufeloberfläche als einzige Wand reibungsbehaftet ist. (Hinweis zur Benennung: Bei der Referenzlösung mit reibungsfreien Endwänden handelt es sich nicht um den Referenzfall 2. aus der generellen Simulationsmatrix der Tabelle 4.1!)

Formel 4.3 zeigt die nötige Rechenoperation, um das sekundäre Geschwindigkeitsfeld \vec{c}_{sek} aus der Subtraktion der beiden Geschwindigkeitsfelder der Referenzlösung mit reibungsfreien Endwänden \vec{c}_{rfE} und der zu analysierenden Simulation \vec{c} zu berechnen. Formel 4.3 ist in Abbildung 4.15 links bildlich erklärt.

$$\vec{c}_{sek} = \vec{c} - \left[\frac{\vec{c}_{rfE}}{|\vec{c}_{rfE}|} \cdot \vec{c} \right] \frac{\vec{c}_{rfE}}{|\vec{c}_{rfE}|} \quad (4.3)$$

Bis hierhin entspricht das Vorgehen zur Bestimmung der sekundären Geschwindigkeitsvektoren dem Vorgehen aus [73]. Für die Visualisierung der Verläufe der Wirbelzentren wird das Geschwindigkeitsfeld \vec{c}_{sek} nun im Programm *FieldView* geladen, um eine Eigenwert Analyse nach dem Vorgehen in [34] durchzuführen. Diese Eigenwert Analyse liefert Kriterien zur Bestimmung der Wirbelzentren. Die Durchführung der Eigenwert Analyse ist im Auswerteprogramm *FieldView* als Routine abrufbar. Elementar bei der

Auswertemethode ist, dass ein von der Hauptströmung \vec{c} bereinigtes Sekundärströmungsfeld \vec{c}_{sek} analysiert wird. Dies führt zu besseren Ergebnissen bei der Findung auch kleinster Wirbel. Eine direkte Anwendung der Eigenwert Analyse auf die Strömungslösung \vec{c} führt zu einem sehr geringen Erkenntnisgewinn. Um die Wirbelfäden einfacher zu unterscheiden, werden diese zusätzlich mit der Helizität der zu analysierenden Strömungslösung \vec{c} gefärbt, siehe Formel 4.4 und Abbildung 4.15 rechts für ein Beispiel eines Strömungsteilchens, welches sich in einem im Uhrzeigersinn (*UZS*) drehenden Wirbel befindet. Werte der Helizität > 0 (rot gefärbt) indizieren Wirbel mit Drehsinn im *UZS*. Werte der Helizität < 0 (blau gefärbt), indizieren Wirbel mit Drehsinn *GUZS*.

$$h = \vec{c} \cdot (\nabla \times \vec{c}) \quad (4.4)$$

Vergleich der Sekundärströmungssysteme: Referenzfall 2. <> Literatur

Zunächst wird die Konsistenz der Ergebnisse der *1,5-stufigen Versuchsturbine* und der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* für den Referenzfall 2. im Hinblick auf die Sekundärströmungssysteme überprüft. Hierzu werden die Ergebnisse nach der oben beschriebenen Auswertemethode dem Sekundärströmungsmodell der Literatur gegenübergestellt. Nur Referenzfall 2. nach Tabelle 4.1 wird betrachtet, da sich durch die Hinzunahme der Sperrluft im Übergang von Fall 1. auf Referenzfall 2. keine Unterschiede für die Sekundärströmungen in der Statorreihe ergeben.

In Abbildung 4.16 oben links ist das Sekundärströmungsmodell aus [52] dargestellt. Es zeigt schematisch den Bildungsmechanismus der Sekundärströmungswirbel in der unteren Hälfte der Schaufeln. Darin rollt sich die Wandgrenzschicht beim Auftreffen auf die Schaufeloberfläche zu einem Wirbel auf, welcher zur Saug- und Druckseite in zwei zueinander gegensinnig drehenden Wirbeln geteilt wird. Dieses Phänomen wird Hufeisenwirbel genannt. Der druckseitige Hufeisenwirbel wandert unter dem Einfluss des Druckgradienten zur Saugseite der benachbarten Schaufel. Der Auftreffpunkt ist abhängig vom Druckgradienten. Beim Auftreffen des druckseitigen Hufeisenwirbels auf die Saugseite der benachbarten Schaufel findet eine Interaktion mit dem saugseitigen Hufeisenwirbel statt. In der Regel dominiert der druckseitige Hufeisenwirbel gegenüber dem saugseitigen Hufeisenwirbel, da der Druckgradient zwischen den Schaufeln den druckseitigen Wirbel in seinem Drehsinn antreibt. Zum Ende der Statorreihe wächst der Wirbel dadurch so stark, dass er den Schaufelkanal (auch Passage genannt) in seiner gesamten Breite einnimmt. Der druckseitige Hufeisenwirbel wird dadurch zum Kanalwirbel bzw. Passagenwirbel.

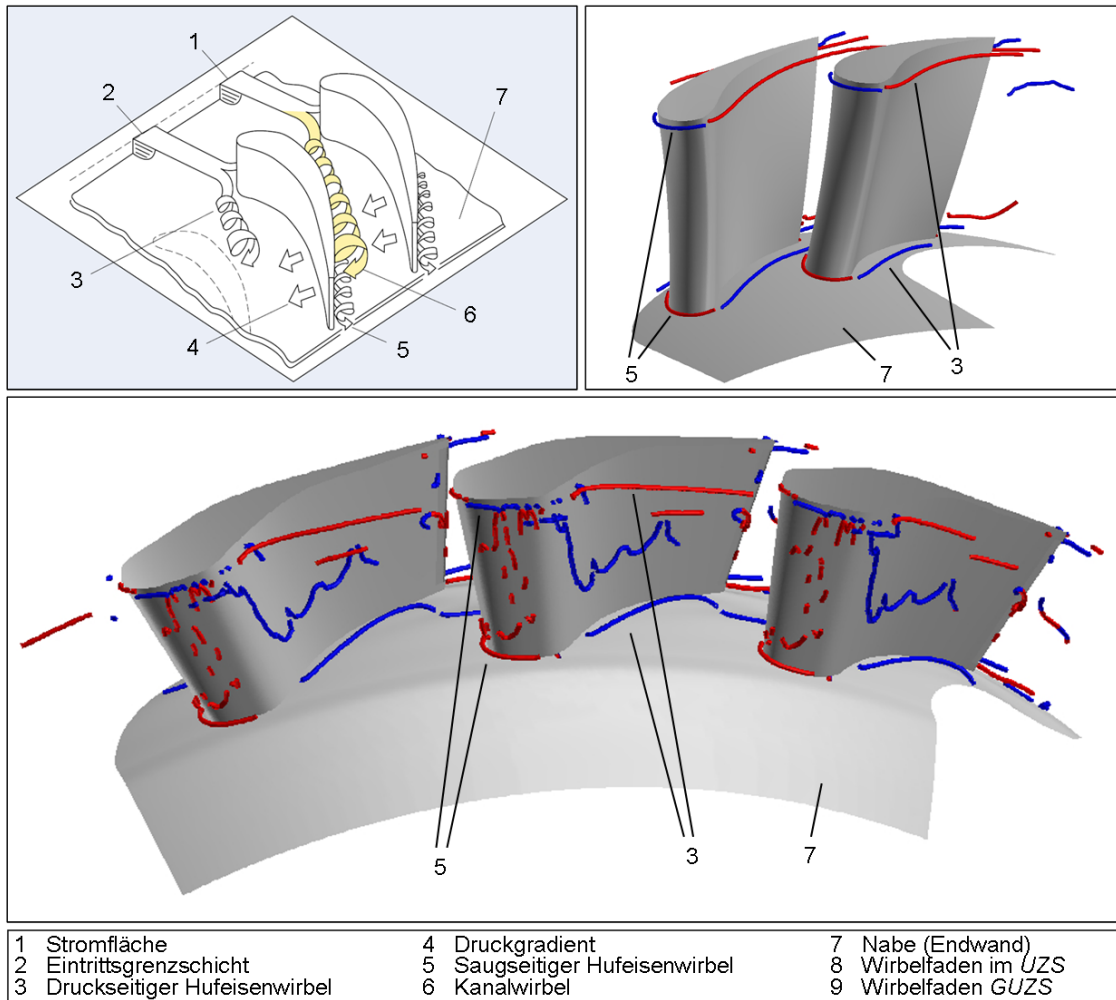


Abbildung 4.16.: Links oben: Modell der Sekundärströmungswirbel aus [52]. Simulationsergebnisse des Referenzfalles 2. der 1,5-stufigen Versuchsturbine (rechts oben) und der E3E Core 3/2 Hochdruckstufe (unten) in Strömungsrichtung blickend: Darstellung des Verlaufs der Sekundärströmungswirbel gefärbt mit der Helizität (rot = UZS, blau = GUZS).

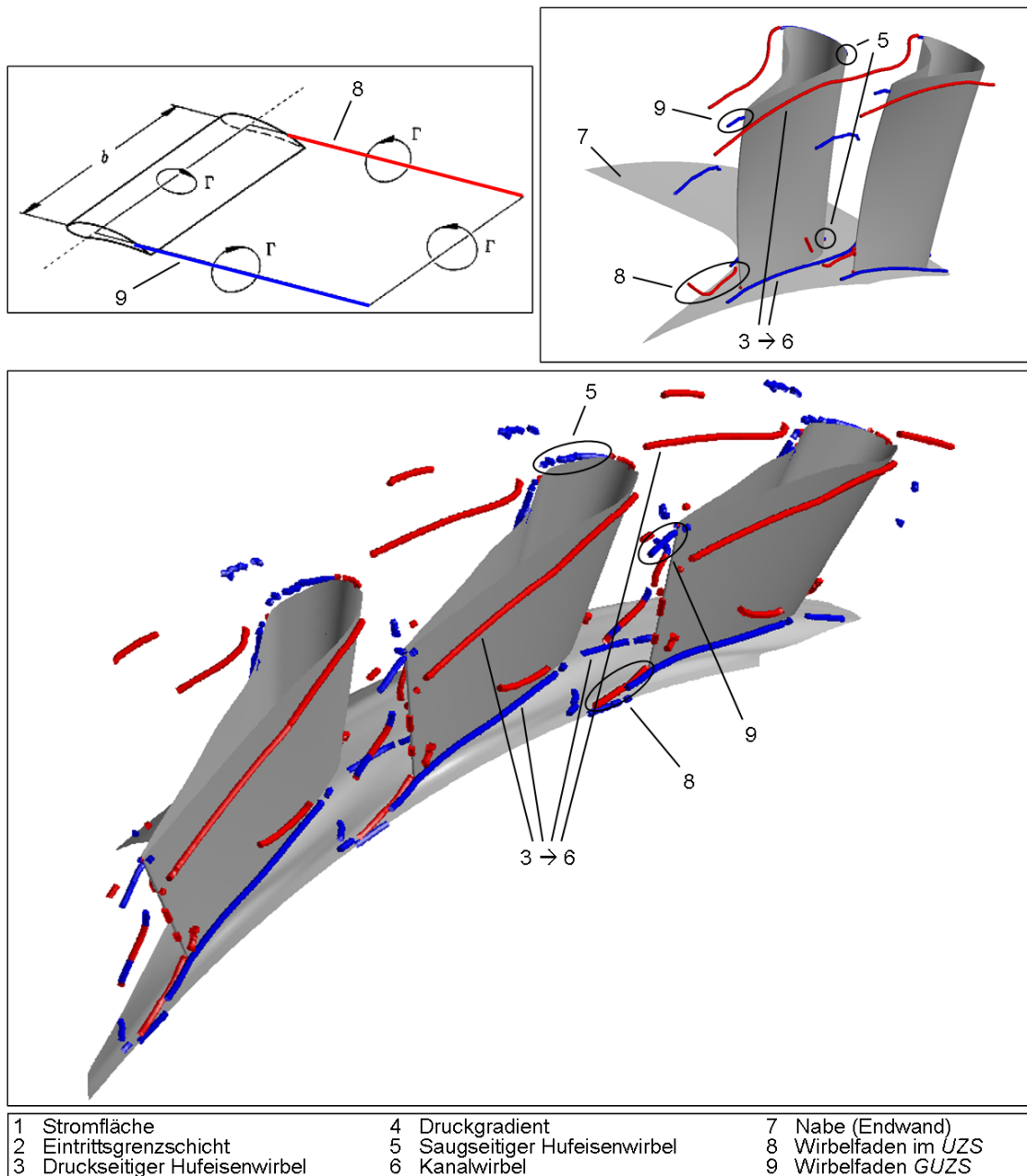


Abbildung 4.17.: Links oben: Prandtl'sche Traglinientheorie aus [91]. Simulationsergebnisse des Referenzfalles 2. der 1,5-stufigen Versuchsturbine (rechts oben) und der E3E Core 3/2 Hochdruckstufe (unten) gegen die Strömungsrichtung blickend: Darstellung des Verlaufs der Sekundärströmungswirbel gefärbt mit der Helizität (rot = UZS, blau = GUZS).

In Abbildung 4.16 oben rechts sind die Simulationsergebnisse der ersten Statorreihe der *1,5-stufigen Versuchsturbine* für den Referenzfall 2. (ohne Drall) abgebildet. Dargestellt sind die Sekundärströmungswirbel und deren Drehsinn, die aus den im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Vektoroperationen resultieren. Im Vergleich zu dem Sekundärströmungsmodell sind sehr gute Übereinstimmungen zu erkennen. Druck- und saugseitiger Hufeisenwirbel bilden sich wie im Strömungsmodell aus (siehe Abbildung 4.16 oben links in der unteren als auch in der oberen Schaufelhälfte). Da das numerische Gitter für den Referenzfall 2. das selbe ist wie für die Fälle 3. bis 6. (mit Drall), sind zwei Schaufeln dargestellt. Weil die Eintrittsbedingungen für Fall 2. in Umfangsrichtung konstant sind, ergibt sich für beide Schaufeln die gleiche Aerodynamik, womit die gleichen Sekundärströmungswirbel auftreten. Mit Blickrichtung gegen die Strömungsrichtung sind die Wirbelsysteme der ersten Statorreihe in Abbildung 4.17 oben rechts abgebildet. Den Ergebnissen ist weiterhin eine sehr gute Übereinstimmung mit dem Sekundärströmungsmodell zu entnehmen. Der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels trifft im letzten Drittel der Sehnenlänge auf die Saugseite der benachbarten Schaufel. Am Ausgang der Schaufelpassage wird dieser Wirbel meist als Passagenwirbel bezeichnet, obwohl dieser als druckseitiger Ast des Hufeisenwirbels entstanden ist. Der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels verschwindet unter dem Einfluss des nahenden druckseitigen Wirbels. Neben den Hufeisenwirbeln und dem daraus resultierenden Passagenwirbel sind von der Hinterkante der Statoren abgehende Wirbel zu erkennen. Diese können mit der Prandtl'schen Traglinientheorie erklärt werden (siehe [91]) und treten in radialer Richtung betrachtet immer an den Enden der Profile auf. Die Prandtl'sche Traglinientheorie beinhaltet, dass es stets einen geschlossenen Wirbelfaden gibt. Das dazugehörige Strömungsmodell ist Abbildung 4.17 oben links zu entnehmen.

Die Simulationsergebnisse für den Referenzfall 2. zur *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* sind in den gleichen Ansichten in Abbildung 4.16 unten und Abbildung 4.17 unten dargestellt. Auch die Wirbelsysteme der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* stimmen mit den Wirbelsystemen des Sekundärströmungsmodells sehr gut überein. Da die Wirbel gekennzeichnet sind, werden im Folgenden nur auffällige Unterschiede zu den Ergebnissen der *1,5-stufigen Versuchsturbine* hervorgehoben. Hierbei ist insbesondere der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels in Gehäusenähe zu nennen. Dieser pflanzt sich bereits im ersten Drittel der Sehnenlänge zur Saugseite der benachbarten Schaufel fort und unterbindet den dortigen saugseitigen Ast des Hufeisenwirbels. Der Wirbel verbleibt auf der Saugseite und wird zum Passagenwirbel. Der druckseitige Hufeisenwirbel an der Nabe verbleibt zunächst im ersten Drittel an der Druckseite der Schaufel und bewegt sich erst im mittleren Drittel zur Saugseite. Dabei wird der spätere Passagenwirbel durch die nicht-achsensymmetrischen Endwände geführt, weshalb die Bewegung zur Saug-

seite nicht gleichmäßig erfolgt. Verglichen zur *1,5-stufigen Versuchsturbine* wandern die druckseitigen Äste der Hufeisenwirbel an Nabe und Gehäuse früher zur Saugseite der benachbarten Schaufel. Eine weitere Auffälligkeit der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* stellen die zahlreichen kleinen Wirbelfäden auf der Schaufeloberfläche und an der Hinterkante dar. Diese entstehen dadurch, dass die Kühlmassenströme (Film- und Hinterkantenschlitzkühlung) in der Vergleichslösung mit reibungsfreien Endwänden nicht enthalten sind.

Einfluss des Brennkammerdralls auf die Sekundärströmungssysteme

Die dargestellten Simulationsergebnisse im vorangegangenen Abschnitt zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit dem Sekundärströmungsmodell aus der Literatur. Da die Ergebnisse für Referenzfall 2. somit konsistent sind, werden im nächsten Schritt die sich verändernden Wirbelsysteme unter Berücksichtigung der verdrallten Turbineneintrittsströmung analysiert. Dazu wird Fall 3. nach Tabelle 4.1 untersucht. Die Ergebnisse der Fälle 4. bis 6. sind dem Anhang A zu entnehmen.

Die Veränderungen der Wirbelsysteme aufgrund der verdrallten Anströmung der ersten Statorreihe sind enorm. Abbildung 4.18 zeigt die Verläufe der Sekundärströmungswirbel für Fall 3. der *1,5-stufigen Versuchsturbine*. Das Hauptdrallzentrum ist dabei auf die Vorderkante (VK) der linken der beiden modellierten Schaufel gerichtet. Der Brennkammerdrall dreht im Uhrzeigersinn (UZS) und spaltet sich beim Auftreffen auf die Vorderkante der Statorschaufel in zwei Wirbel, welche jeweils bis zum Statoraustritt erhalten bleiben. Neben dem Hauptdrall existieren am Turbineneintritt bereits zwei weitere kleine Wirbel, welche auch der Randbedingung entspringen. Auch diese Wirbel bleiben bis zur Statorabströmung erhalten. Die Hufeisenwirbel entstehen gar nicht, womit auch der aus der Literatur bekannte und im vorigen Abschnitt gezeigte Entstehungsmechanismus des Passagenwirbels wegfällt. Obwohl beide Schaufeln laut Auslegung den gleichen An- und Umströmungsbedingungen unterliegen sollten, zeigen diese insbesondere beim Blick gegen die Strömungsrichtung vollkommen unterschiedliche Sekundärströmungswirbel. Neben dem Passagenwirbel entstehen auch die Hinterkantenwirbel nicht.

Große Einschnitte in die Aerodynamik der Statorbeschaufelung zeigen sich auch für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* bei der Analyse der Sekundärströmungswirbel für Fall 3. in Abbildung 4.19. Im Großen und Ganzen lassen sich die gleichen Schlußfolgerungen wie für die *1,5-stufige Versuchsturbine* ziehen, was für die gute Übertragbarkeit der Sekundärströmungen vom Prüfstand auf die reale Turbine und umgekehrt spricht. Im Fall 3. der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* stehen zwei Hauptdrallzentren drei Statorschaufeln

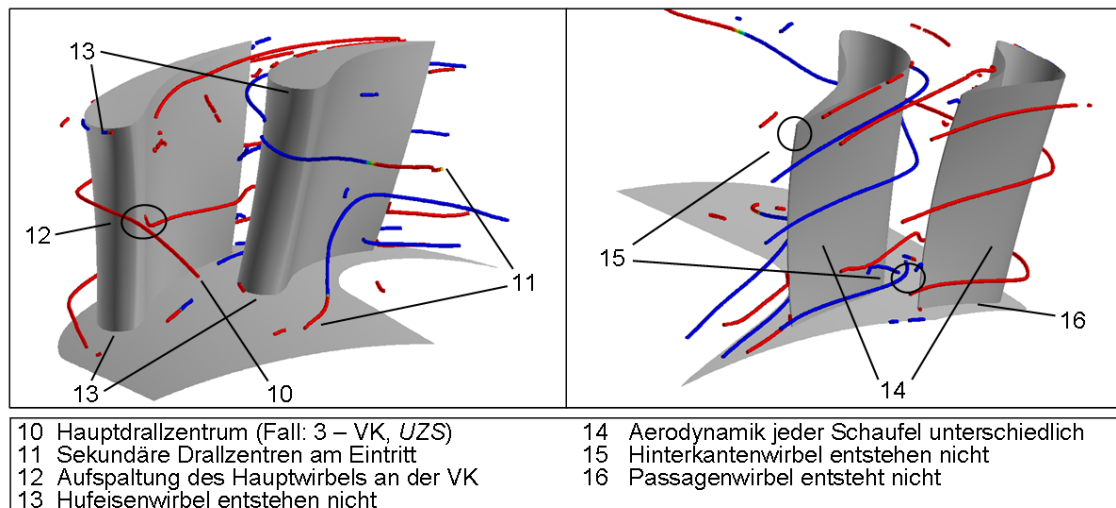


Abbildung 4.18.: Simulationsergebnisse der *1,5-stufigen Versuchsturbine* des Falles 3. in (links) und gegen (rechts) die Strömungsrichtung blickend: Darstellung des Verlaufs der Sekundärströmungswirbel gefärbt mit der Helizität (rot = UZS, blau = GUZS).

gegenüber. Das linke Drallzentrum ist dabei auf die Vorderkante der linken Schaufel (in Strömungsrichtung blickend) ausgerichtet, womit sich automatisch ergibt, dass das rechte Drallzentrum in die Passage zwischen mittlerer und rechter Schaufel strömt. Dies führt dazu, dass jede der drei Schaufeln unterschiedliche Sekundärströmungen erfährt. Bei der linken Statorschaufel fällt auf, dass das Drallzentrum zur Saugseite gesogen wird und sich nicht in zwei Wirbel aufteilt, wie bei der *1,5-stufigen Versuchsturbine*. Vermutlich ist hier der höhere Unterdruck ausschlaggebend. Dieser Effekt ist auch in der Literatur (siehe [93]) bekannt. Der rechte Hauptdrall, welcher genau zwischen die mittlere und rechte Schaufel strömt, bleibt bis zum Austritt der Statorreihe also auch bis zur Rotorreihe erhalten. Auch bei der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* entstehen teilweise weder Hufeisen- und noch Passagenwirbel. Dies führt dazu, dass die nicht-achsensymmetrischen Endwände, welche ursprünglich zur optimierten Strömungsführung der Passagenwirbel konzipiert worden sind, unter dem Dralleinfluss ihre Funktion verlieren und vermutlich gar Verluste erzeugen.

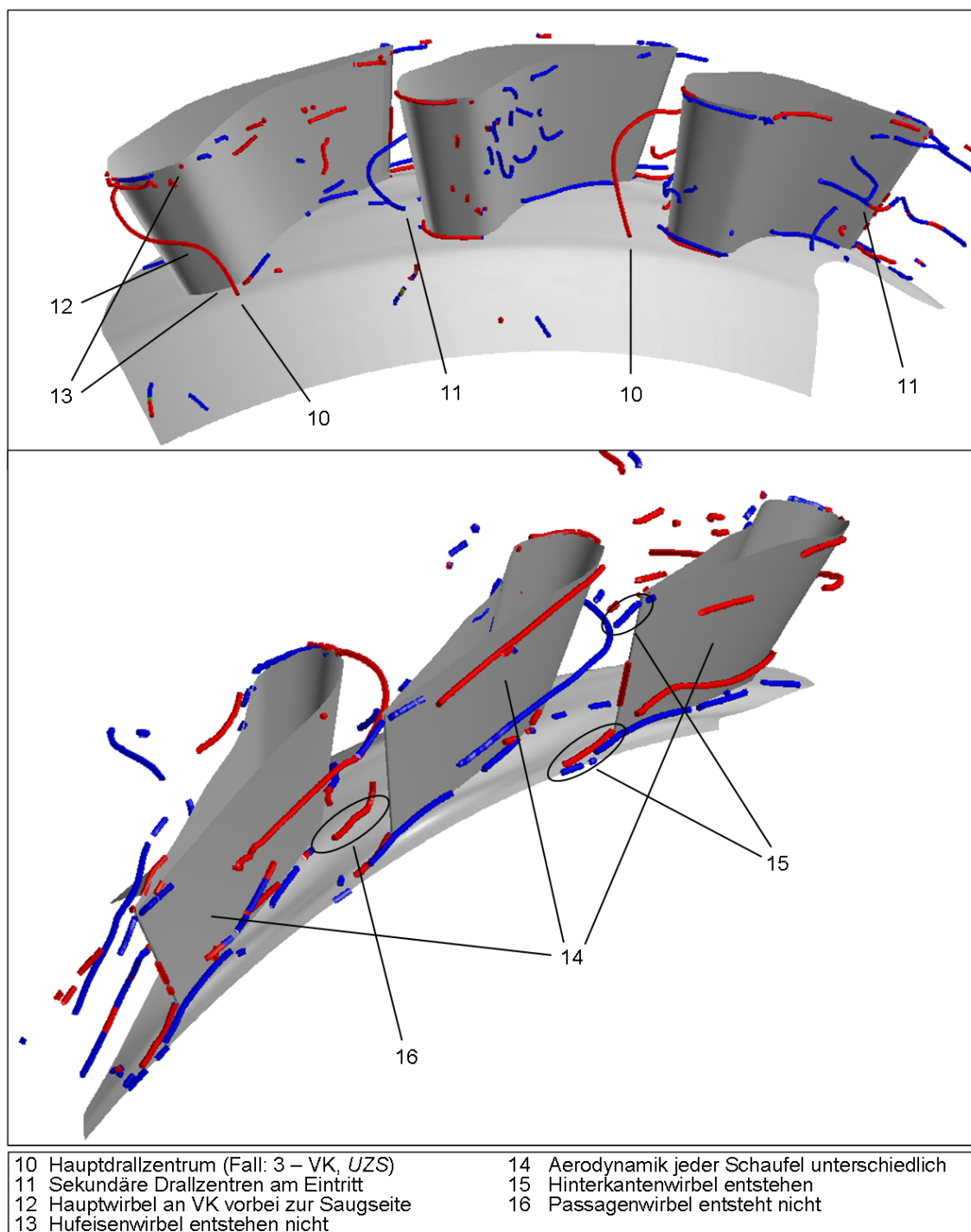


Abbildung 4.19.: Simulationsergebnisse der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* des Falles 3. in (links) und gegen (rechts) die Strömungsrichtung blickend: Darstellung des Verlaufs der Sekundärströmungswirbel gefärbt mit der Helizität (rot = UZS, blau = GUZS).

4.2.2 Instationäre Mechanismen

Sperrluft-Hauptstrom Interaktion

Im Folgenden wird die nabenseitige Sperrluft-Hauptstrom Interaktion vor der ersten Rotorreihe phänomenologisch untersucht. Zunächst wird der Referenzfall 2. untersucht und die Verlustmechanismen aufgezeigt, anschließend wird die Sensitivität der Sperrluft-Hauptstrom Interaktion auf die verdrehte Turbineneintrittsströmung (Fälle 3. bis 6.) beleuchtet.

Abbildung 4.20 zeigt in der oberen Hälfte schematisch das nabenseitige Geschwindigkeitsdreieck vor der Rotorreihe ohne und mit Berücksichtigung der Sperrluft. Damit wird der Inzidenz für die Rotorreihe verdeutlicht, der sich durch die Sperrluft-Hauptstrom Interaktion ergibt. In der unteren Hälfte der Abbildung 4.20 sind beispielhaft Geschwindigkeitsdreiecke dargestellt, die den Brennkammerdrall berücksichtigen. Denkbar wäre demnach eine Verschlechterung der Anströmung des Rotors für die Fälle 3. und 4. (Drall im *UZS*) oder auch eine Verbesserung des Anströmwinkels in der Nähe der Nabe für die Fälle 5. und 6. (Drall *GUZS*). Grundlage dieser Betrachtung ist, dass der umlaufende Drall am Turbineneintritt am Austritt der ersten Statorreihe noch erheblichen Einfluss haben könnte.

Abbildung 4.21 zeigt in der oberen Hälfte die Simulationsergebnisse für Referenzfall 2. der *1,5-stufigen Versuchsturbine* (links) und der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* (rechts). Der Unterschied der axialen Geschwindigkeit zwischen Sperrluftmassenstrom und Hauptmassenstrom ist gut zu erkennen und deckt sich mit der Annahme aus 4.20 (links oben), in welcher die Sperrluft den Hauptstrom in axialer Richtung durch Vermischung abbremst. In Abbildung 4.22 (obere Zeile) kann für den Referenzfall 2. der gleiche Effekt in Umfangsrichtung festgestellt werden. Durch Hinzunahme des Brennkammerdralls (Fall 3.) sind keine Auswirkungen auf die Sperrluft-Hauptstrom Interaktion erkennenbar, dies belegen die Verläufe der Axialgeschwindigkeit (untere Zeile Abbildung 4.21) und der Umfangsgeschwindigkeit (untere Zeile Abbildung 4.22) für beide Turbinengeometrien.

Die Sperrluft-Hauptstrom Interaktion ist ein instationärer Vermischungsvorgang, weshalb die Simulationsergebnisse in der vorliegenden Arbeit diesbezüglich mit Vorsicht zu betrachten sind. Dass die numerische Simulation auch Grenzen hat, ist klar an der instationären Momentaufnahme der Simulation zu Referenzfall 2. in Abbildung 4.23 oben zu sehen. Am Austritt der Kavität, kurz vor der Vorderkante der Rotorreihe, ist eine Rezirkulationszone zu erkennen. Diese ändert relativ zum Rotor ihre Lage

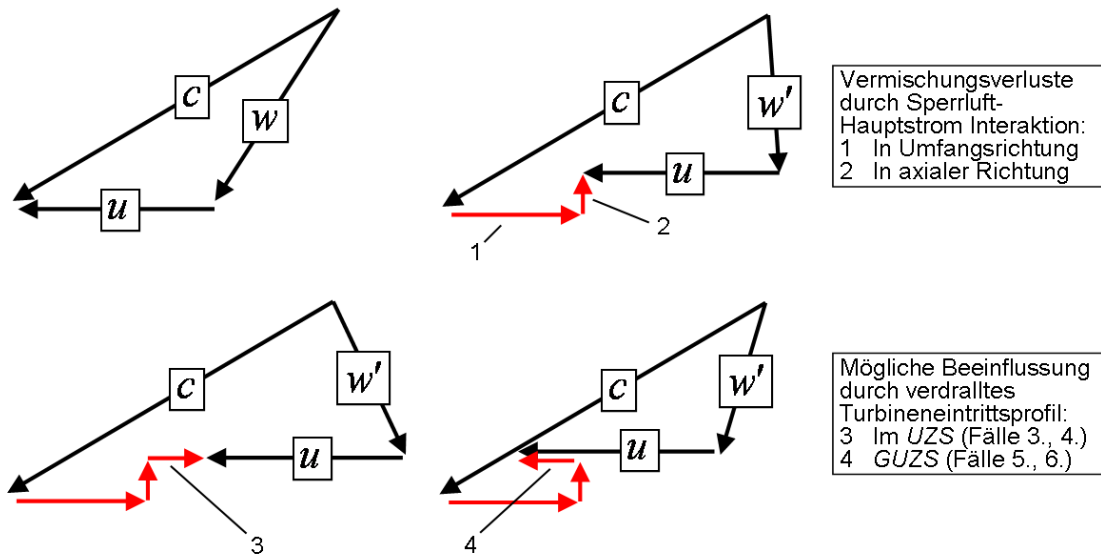


Abbildung 4.20.: Einfluss der Sperrluft-Hauptstrom Interaktion auf das Geschwindigkeitsdreieck der Rotoranströmung in der Nähe der Nabe: Links oben ohne die Sperrluft, rechts oben mit Sperrluft, links unten mit Turbineneintrittsdrall im UZS und rechts unten GUZS.

und Ausbreitung zu keinem Zeitschritt während des Durchlaufs der Rotorreihe. Die Lage und Ausbreitung der Rezirkulationszone folgt somit keiner physikalischen Ursache, sondern scheint von den numerischen periodischen Rändern abzuhängen. Für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* in Abbildung 4.23 unten ist keine Abhängigkeit der Rezirkulationsgebiete am Kavitätenaustritt von den periodischen Rändern ersichtlich. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass im Gegensatz zur *1,5-stufigen Versuchsturbine* acht statt drei Rotorschaukeln modelliert sind, womit der Einfluss der periodischen Ränder auf die Rezirkulationszonen abgeschwächt wird. Der Einfluss der periodischen Randbedingung kann nur dann ausgeschlossen werden, wenn alle Schaukeln über den Umfang modelliert werden. Auch für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* ändern sich die Rezirkulationsgebiete am Kavitätenaustritt nicht während des Durchlaufs der acht modellierten Rotoren an den drei Statorn der ersten Stufe. Bei Hinzunahme der verdrehten Zuströmung verändern sich die Rezirkulationszonen kaum, wie durch die Analyse der umfangsgemittelten Ergebnisse in der Kavität erwartet. Die Ergebnisse analog zu Abbildung 4.23 für Fall 3. sind dem Anhang A zu entnehmen. Trotz der Unsicherheiten bezüglich der Abhängigkeit der Strömungslösung von den periodischen Rändern können folgende Schlußfolgerungen bezüglich der Sperrluft-Hauptstrom Interaktion gezogen werden:

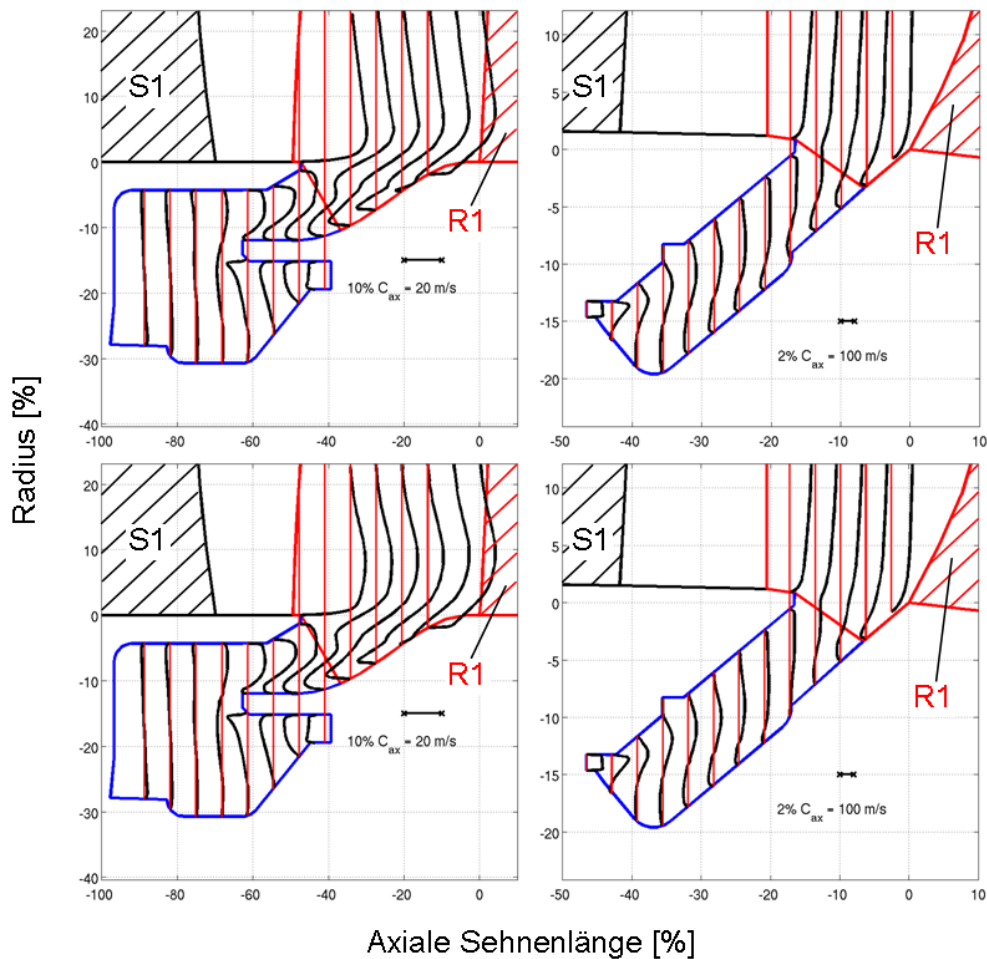


Abbildung 4.21.: Umfangsgemittelte Verläufe der axialen Geschwindigkeit in der Kavität der 1,5-stufigen Versuchsturbine (links) und der E3E Core 3/2 Hochdruckstufe (rechts). In der oberen Zeile für den Referenzfall 2., in der unteren Zeile für den Fall 3.. Die senkrechten roten Linien repräsentieren den Nulldurchgang.

- Die Rezirkulationszonen entstehen an der Nabe des Rotors und sind abhängig von der Kavitätengeometrie.
- Die Rezirkulationszonen zeigen eine größere Ausbreitung in der Nähe des Potentialfeldes der Rotorvorderkante.
- Der Brennkammerdrall hat laut den vorliegenden Simulationsergebnissen keinen nennenswerten positiven oder negativen Einfluss auf die Sperrluft-Hauptstrom Interaktion.
- Es ist möglich, dass die numerische Simulation die instationären Vermischungsmechanismen nicht korrekt wiedergibt.

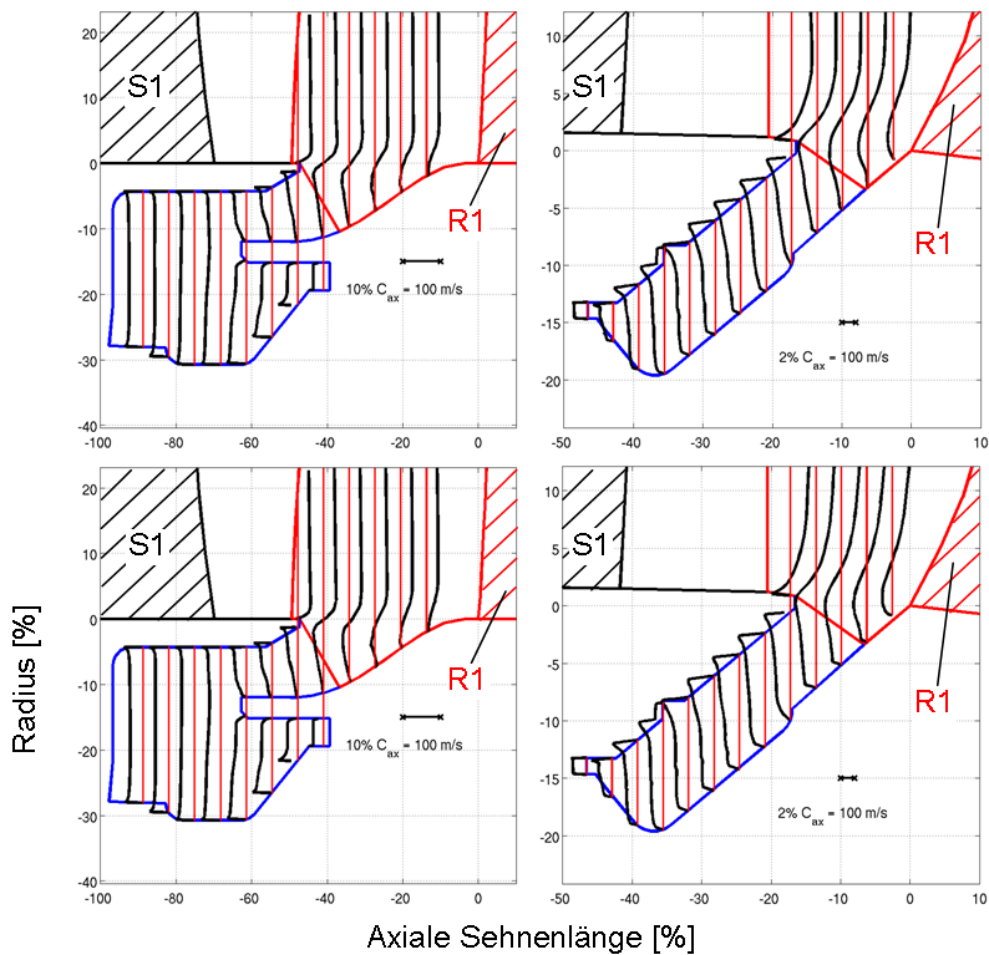


Abbildung 4.22.: Umfangsgemittelte Verläufe der Umfangsgeschwindigkeit in der Kavität der 1,5-stufigen Versuchsturbine (links) und der E3E Core 3/2 Hochdruckstufe (rechts) für den Referenzfall 2.. Die senkrechten roten Linien repräsentieren den Nulldurchgang.

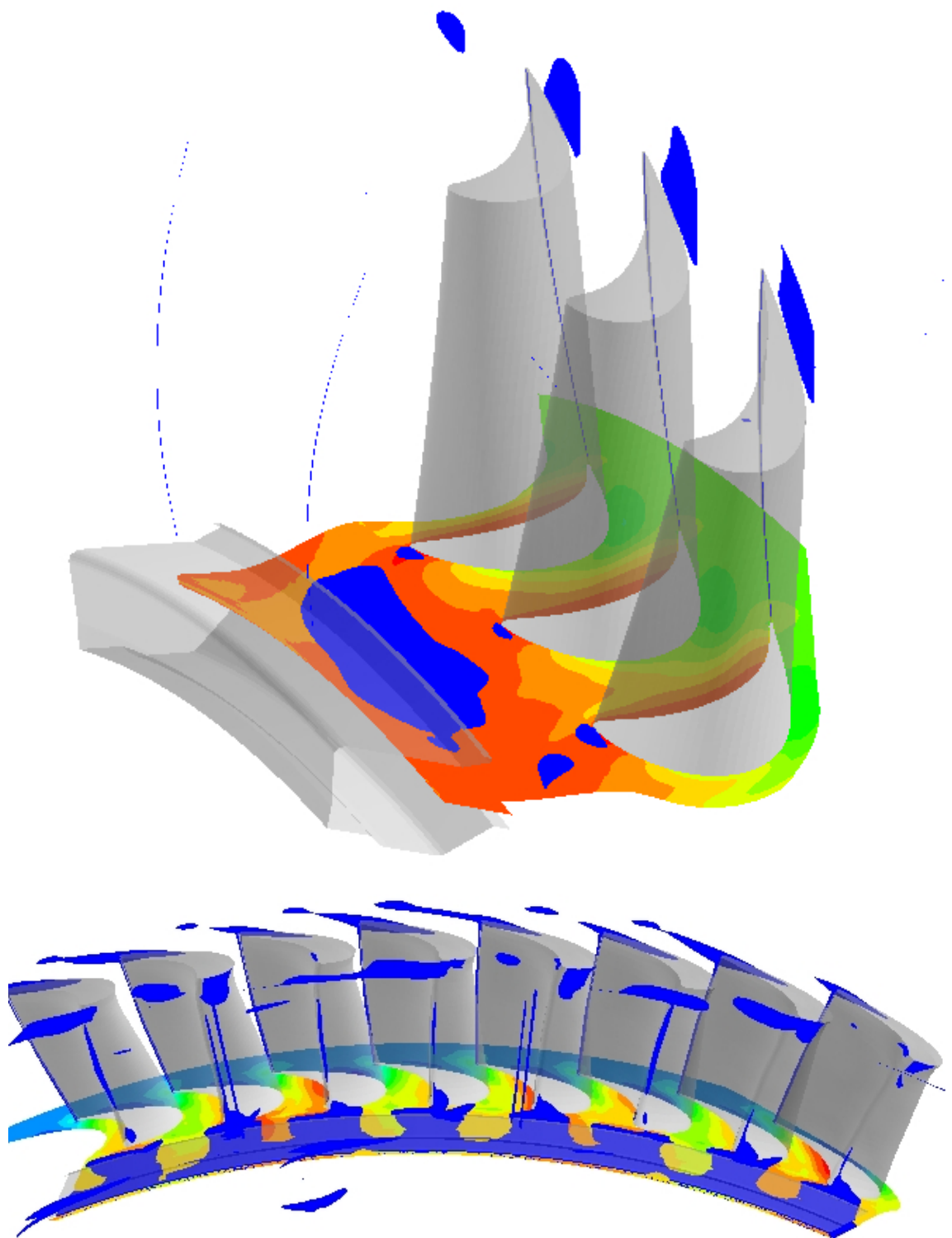


Abbildung 4.23.: Instationärer Zeitschritt: Darstellung der Rezirkulationsgebiete (blau) in der Kavität der *1,5-stufigen Versuchsturbine* (oben) und der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* für Referenzfall 2.. Die Nabe zeigt die Konturen des Drucks.

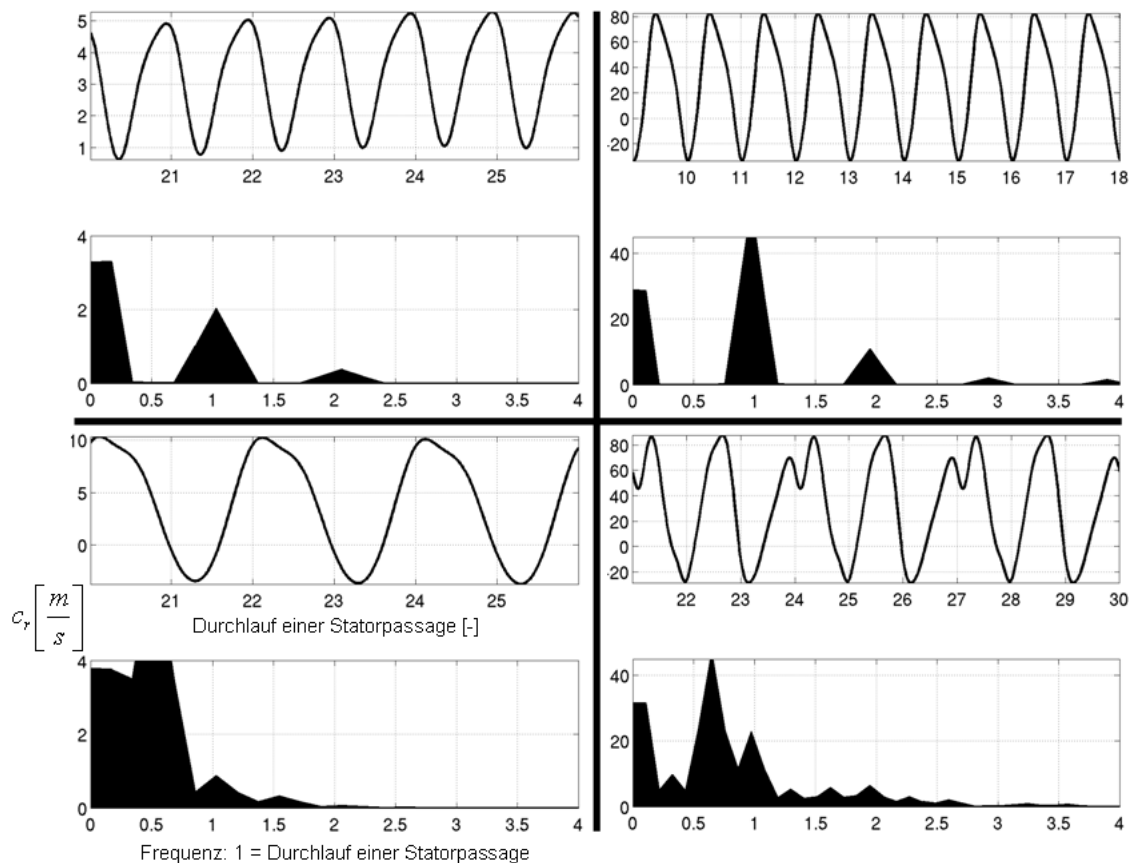


Abbildung 4.24.: Frequenzanalyse des instationären Verlaufs der radialen Geschwindigkeit in der Zuströmung der Rotorpassage auf mittlerer Höhe des Strömungskanals. Darstellung jeweils des instationären Zeitsignals und des dazugehörigen Frequenzgangs für die *1,5-stufige Versuchsturbine* (links) und die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* (rechts). In der oberen Zeile für den Referenzfall 2., unten für Fall 3..

Einfluss des Brennkammerdralls auf das Frequenzspektrum der Rotoranströmung

Die Rotorreihe unterliegt naturgemäß einer periodisch instationären Zuströmung hervorgerufen durch die Nachläufe der ersten Statorreihe. Diese Anregung ist bei der Auslegung der mechanischen Eigenschaften der Rotorbeschaufelung bekannt. Für die drallfreie Zuströmung der Turbine resultiert für den Frequenzgang der Rotoranströmung ein klares Bild, siehe obere Zeile in Abbildung 4.24. Zur Untersuchung des Frequenzgangs wird der instationäre Verlauf der radialen Strömungsgeschwindigkeit gewählt, da diese Größe im Idealfall gleich Null ist und daher transparent Inhomogenitäten der Strömung widerspiegelt. Das Frequenzspektrum beginnt bei 0 mit der mittleren Schwankungsamplitude und zeigt jeweils zwei weitere Ausschläge für die *1,5-stufige Versuchsturbine* (links) und die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* (rechts). Die Frequenz, mit der der Rotor

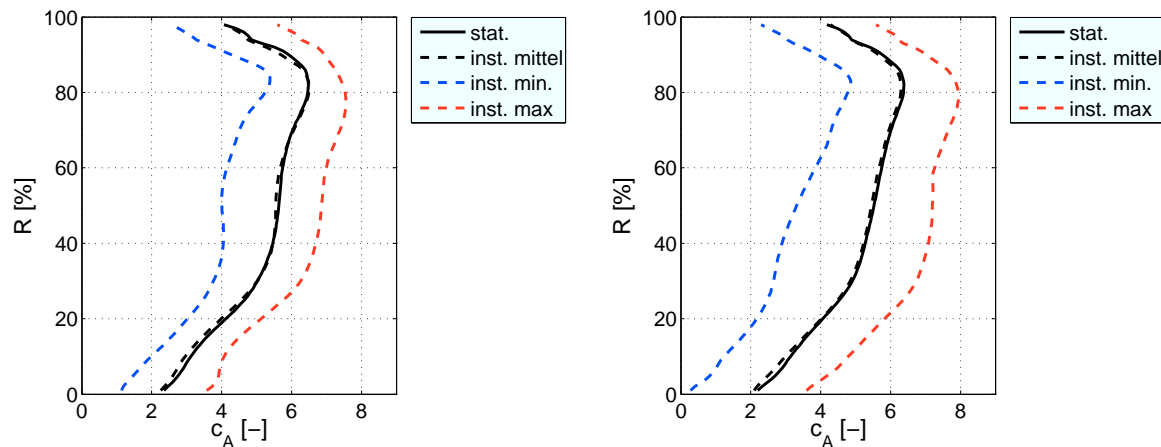


Abbildung 4.25.: Vergleich Referenzfall 2. (links) mit Fall 3. (rechts) der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*: Ergebnisse des Auftriebsbeiwertes der Rotorreihe. Darstellung der Verläufe der stationären und der instationären Ergebnisse.

an den Statoren vorbeiläuft ($=1$), zeigt eine größere Amplitude als deren Vielfaches bei 2. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse zwischen den beiden Turbinengeometrien ist dabei gegeben. Durch Hinzunahme des Brennkammerdralls in Fall 3. (Abbildung 4.24 untere Zeile) verändert sich das Frequenzspektrum der Rotoranströmung. Dominant ist plötzlich die Frequenz, mit welcher der Rotor an einem Drallzentrum vorbei dreht. Für die *1,5-stufige Versuchsturbine* ergibt sich somit die Frequenz bei 0,5, für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* bei 2/3. Die Abweichungen bezüglich der Frequenz ergeben sich durch die Unterschiede beim Verhältnis der modellierten Drallzentren (also Brenner) zu der Anzahl der Statoren. Das Frequenzspektrum, welches der Rotor erfährt, ändert sich somit und muss bei der Auslegung berücksichtigt werden.

Abbildung 4.25 unterstreicht durch die Ergebnisse des Auftriebsbeiwertes der Rotorreihe der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*, dass sich die Charakteristik der Belastung ausgehend von Referenzfall 2. (links) hin zum Fall 3. (rechts) ändert, die Amplituden der Schwankungen allerdings nur geringfügig ansteigen. Es zeigt sich zudem, dass der zeitgemittelte instationäre Verlauf des Auftriebswertes schon durch eine stationäre Simulation vorausgesagt werden kann.

4.2.3 Kopplung aerodynamischer und thermischer Effekte

Im folgenden Kapitel werden für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* zusätzlich zu den sechs Fällen 1. bis 6., welche in Tabelle 4.1 zusammengefasst sind, sechs weitere Variationen betrachtet. Die sechs zusätzlichen instationären Simulationen entstehen nach

Fall	Drall			Sperrluft	Manipulation der Randbedingung
2.	nein	-	-	ja	
3.	ja	UZS	VK	ja	
7.	nein	-	-	ja	Wie Referenzfall 2.; abweichend zu Fall 2.: Strömungswinkel am Eintritt homogen = 0.
8.	nein	-	-	ja	Wie Referenzfall 2.; abweichend zu Fall 2.: Neben den Strömungswinkeln sind auch der Totaldruck und die Totaltemperatur umfangsgemittelt als 1d-Profil vorgegeben.
9.	ja	UZS	VK	nein	Wie Fall 3.; abweichend zu Fall 3.: Ohne Modellierung der Sperrluft.
10.	ja	UZS	VK	ja	Wie Fall 3.; abweichend zu Fall 3.: Totaltemperatur homogen vorgegeben.
11.	ja	UZS	VK	ja	Kombination aus Fall 2. und 3.: Strömungswinkel und Totaldruck wie in Fall 2., Totaltemperatur wie in Fall 3..
12.	ja	UZS	VK	ja	Wie Fall 3.; abweichend zu Fall 3.: 2d-Totaltemperaturfeld ist in Umfangsrichtung auf PA statt auf VK ausgerichtet.

Tabelle 4.2.: Systematik bei der Variation der Eintrittsrandbedingung für die zusätzlich untersuchten Strömungsfälle 7. bis 12. der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* als Erweiterung der Tabelle 4.1. Die Fälle 2. und 3. sind aus Gründen der Übersicht nochmals dargestellt.

der Systematik in Tabelle 4.2 und beinhalten eine Variation der Eintrittsrandbedingungen angelehnt an die beiden Fälle 2. und 3.. Die Strömungsfälle 7. bis 12. nutzen die Freiheiten aus, die die numerische Simulation ermöglicht, um Tendenzen der Brennkammer-Turbine Interaktion zu beleuchten. Die Fälle 7. bis 12. sind ein reines Gedankenexperiment und haben keinen Anspruch, die Wirklichkeit abzubilden.

Fälle 7. und 8.

Die Fälle 7. und 8. haben das Ziel, den Referenzfall 2. näher zu beleuchten. Die Eintrittsrandbedingung des Falles 2. beinhaltet eine homogene Totaldruck- und Totaltemperaturverteilung (0d) und die Vorgabe eines 1d-Profils für die Strömungswinkel. Häufig wird die erste Statorreihe mit komplett homogenen Eintrittsverteilungen ausgelegt. Da die hoch verdrallte Anströmung der Turbine der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* schon

während der Auslegung der Statorreihe berücksichtigt werden sollte, wurde zur Auslegung ein umfangsgemittelttes $1d$ -Profil verwendet. Um den Ertrag dessen zu prüfen, werden als Gegenbeispiel die Fälle 7. und 8. analysiert. Fall 7. ist identisch mit dem Referenzfall 2., welcher die Auslegung repräsentiert, bis auf die Vorgabe der Strömungswinkel, die über den gesamten Eintritt $= 0$ sind. Entgegen der Erwartung, schneidet Fall 7. bezüglich des Stufenwirkungsgrades um $0,16\%$ besser ab, als der Referenzfall 2., siehe dazu Tabelle 4.3, welche die Wirkungsgradunterschiede der Fälle 7. bis 12. zum Referenzfall 2. zeigt. Daran kann die Tendenz festgehalten werden, dass sich die Umfangsmittelung der Strömungswinkel des Drallprofils am Eintritt zum Zweck der Auslegung nicht auszahlt.

Fall 8. beinhaltet die Vorgabe radialer Profile für alle vier Eintrittsgrößen (Totaldruck, Totaltemperatur und beide Strömungswinkel) im Gegensatz zum Referenzfall 2., für den allein die beiden Strömungswinkel durch radiale Profile vorgegeben sind. Verglichen zum Referenzfall 2. (siehe Tabelle 4.2) sind laut Tabelle 4.3 $0,15\%$ Wirkungsgradabfall zu verzeichnen. Zwar hat sich für Fall 7. gezeigt, dass die Berücksichtigung von $1d$ -Profilen der Strömungswinkel bei der Auslegung nicht lohnt, im Gegensatz dazu allerdings führt die Berücksichtigung von $1d$ -Profilen für den Totaldruck und die Totaltemperatur zu einem Mehrwert. Durch die inhomogene Verteilung der beiden Größen am Eintritt ist auch die Leistungsentnahme inhomogen über den Radius des Rotors verteilt.

Die Fälle 7. und 8. zeigen differenziert, was die Umfangsmittelung eines inhomogenen $2d$ -Profils bewirkt. Es muss dennoch an dieser Stelle festgehalten werden, dass der Erkenntnisgewinn beim Übergang vom homogenen Eintrittsprofil ($0d$) zur Vorgabe umfangsgemittelter radialer Profile ($1d$) in der Größenordnung von $0,1\%$ bis $0,2\%$ Wirkungsgradunterschied liegt. Wird hingegen ein $2d$ -Profil am Eintritt vorgegeben, so beträgt der Wirkungsgradabfall mindestens 1% (siehe Kapitel 4.1.1). Dies unterstreicht die Wichtigkeit der Berücksichtigung der verdrallten Anströmung.

Fall 9.

Fall 9. ist an Fall 3. (mit Drall, mit Sperrluft) angelehnt, mit dem einzigen Unterschied, dass in Fall 9. die Modellierung der Sperrluft nicht enthalten ist. Im Kapitel 4.1.1 ist ebenfalls der Wirkungsgradeinfluss durch Wegfall der Sperrluft untersucht. Beim Übergang von Referenzfall 2. auf Fall 1. durch Wegfall der Sperrluft steigt der Stufenwirkungsgrad um $0,43\%$ (siehe Tabelle 4.4). Beide Fälle beinhalten nicht den Brennkammerdrall in der Eintrittsrandbedingung. Den gleichen Vergleich nur mit verdrallter Anströmung am Eintritt ermöglichen Fall 3. und 9.. Fällt bei verdrallter Turbinenein-

Fall	1.	2.	3.	4.	5.	6.
<i>E3E Core 3/2 Hochdruckstufe</i>	0,16	-0,15	-1,02	-0,84	-0,96	-1,62

Tabelle 4.3.: Stufenwirkungsgrade der instationären Simulationen der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* für die Fälle 7. bis 12. bezogen auf Fall 2. (Fälle definiert in Tabelle 4.1).

trittsströmung die Sperrluftmodellierung weg, so steigt der Wirkungsgrad um 0,45%, als Unterschied zwischen Fall 3. (−1,47% in Abbildung 4.4) und Fall 9. (−1,02% in Tabelle 4.3). Der Wirkungsgradunterschied bleibt somit unabhängig vom verdrahten Eintrittsprofil erhalten. Dies deckt sich auch mit den Erkenntnissen aus Kapitel 4.2.2, dass der Brennkammerdrall keinen nennenswerten Einfluss speziell auf die Sperrluft-Hauptstrom Interaktion hat.

Fälle 10. bis 12.

Die drei Strömungsfälle 10., 11. und 12. beinhalten instationäre Simulationen mit Sperrluft, bei denen die verdrahte Eintrittsrandbedingung aus Fall 3. Variationen unterliegt (siehe Tabelle 4.2). Grundsätzlich wird bei diesen drei Fällen zwischen dem thermischen Anteil, dem Temperaturfeld, und dem aerodynamischen Anteil der Randbedingung, dem Druckfeld und den Strömungswinkeln, unterschieden. In Fall 10. ist der thermische Anteil homogen und der aerodynamische Anteil als *2d*-Profil vorgegeben, in Fall 11. ist dies genau umgekehrt. Bei Fall 12. ist der thermische Anteil in Umfangsrichtung auf die Position *PA* ausgerichtet, während der aerodynamische Anteil auf *VK* ausgerichtet ist. Die Fälle 10. bis 12. sind ein numerisches Experiment, um die Kopplung zwischen dem thermischen und aerodynamischen Anteil der inhomogenen verdrahten Brennkammeraustrittsströmung (siehe Abbildung 2.14 (oben)) zu beleuchten.

Die Abbildungen 4.26 und 4.27 zeigen, wie schon im Kapitel 4.1.2 für die Fälle 3. bis 6., den Einfluss der inhomogenen Eintrittsrandbedingung auf die thermische Belastung der ersten Statorreihe. Dargestellt sind die Fälle 11. (Mitte) und 12. (unten) zusammen mit Fall 3. (oben), welcher zum Vergleich nochmals gezeigt wird. Fall 10. bleibt bei diesem Vergleich außen vor, da die Temperatur bei Fall 10. homogen verteilt ist. Der Vergleich der Ergebnisse zeigt, dass für Fall 11. die Unterschiede zu Fall 3. bezüglich der thermischen Belastung der Statoren größer ausfallen, als für Fall 12.. Diese Ergebnisse zeigen, dass für die korrekte Erfassung der thermischen Belastung der Statorschaufeln der aerodynamische Anteil der verdrahten Eintrittsrandbedingung berücksichtigt werden muss. Wird nur die Temperatur als *2d*-Profil berücksichtigt (Fall 11.), so ändert sich

die thermische Belastung der Statoren stärker im Vergleich zu Fall 3., als wenn in Fall 12. das inhomogene Temperaturprofil statt auf VK auf PA ausgerichtet ist.

Die Analyse der Wirkungsgradunterschiede für die Fälle 10. bis 12. ist in Tabelle 4.3 dargestellt. Fall 10. führt zu einem Abfall des Wirkungsgrades um 0,84%. Gedanklich könnte man somit den Wirkungsgradabfall von Fall 3. im Vergleich zu Fall 2., welcher laut Abbildung 4.4 1,47% beträgt, in einen Anteil in Höhe von 0,84% erzeugt durch aerodynamische Effekte (Fall 10.) und einen Anteil in Höhe von $1,47\% - 0,84\% = 0,63\%$ erzeugt durch thermische Inhomogenitäten unterteilen. Die Gegenprobe mit Fall 11. zeigt einen thermischen Anteil am Wirkungsgradabfall in Höhe von 0,96%, womit für den aerodynamischen Anteil lediglich $1,47\% - 0,96\% = 0,51\%$ blieben. Es muss an dieser Stelle erneut darauf verwiesen werden, dass es sich hierbei um keine physikalisch konsistenten numerischen Fälle (7.-12.) handelt. Nach Meinung des Autors ist es am wahrscheinlichsten, dass der aerodynamische den thermischen Anteil überwiegt, so wie in der Analyse des Falles 10., da Fall 10. als numerisches Experiment physikalisch konsistenter ist, als Fall 11. Fall 12. ($-1,62\%$), welcher Fall 3. nur mit in Umfangsrichtung versetztem Temperaturprofil ist, zeigt nahezu den gleichen Wirkungsgradabfall an, wie Fall 3. ($-1,47\%$). Der Versatz des Temperaturfeldes in Umfangsrichtung hat somit nur geringe Auswirkungen auf den Wirkungsgrad.

Mit Abbildung 4.28 soll nochmals die Wichtigkeit der Berücksichtigung des aerodynamischen Anteils bei der Auslegung verdeutlicht werden. Dargestellt sind die Ergebnisse zu den Sekundärströmungssystemen (siehe auch Kapitel 4.2.1) der Fälle 3. und 10. bis 12.. Die Fälle 3., 10. und 12. decken sich, da alle drei Fälle das volle $2d$ -Profil des aerodynamischen Anteils des Brennkammerdralls am Eintritt beinhalten. Unabhängig von der Temperaturverteilung bilden sich die gleichen Sekundärströmungssysteme. In Fall 11., obwohl die Temperatur als $2d$ -Profil vorgegeben ist, bilden sich die gleichen Sekundärströmungen wie beim Referenzfall 2. (siehe Abbildung 4.16), bei welchem der aerodynamische Anteil nicht als $2d$ -Profil abgebildet ist.

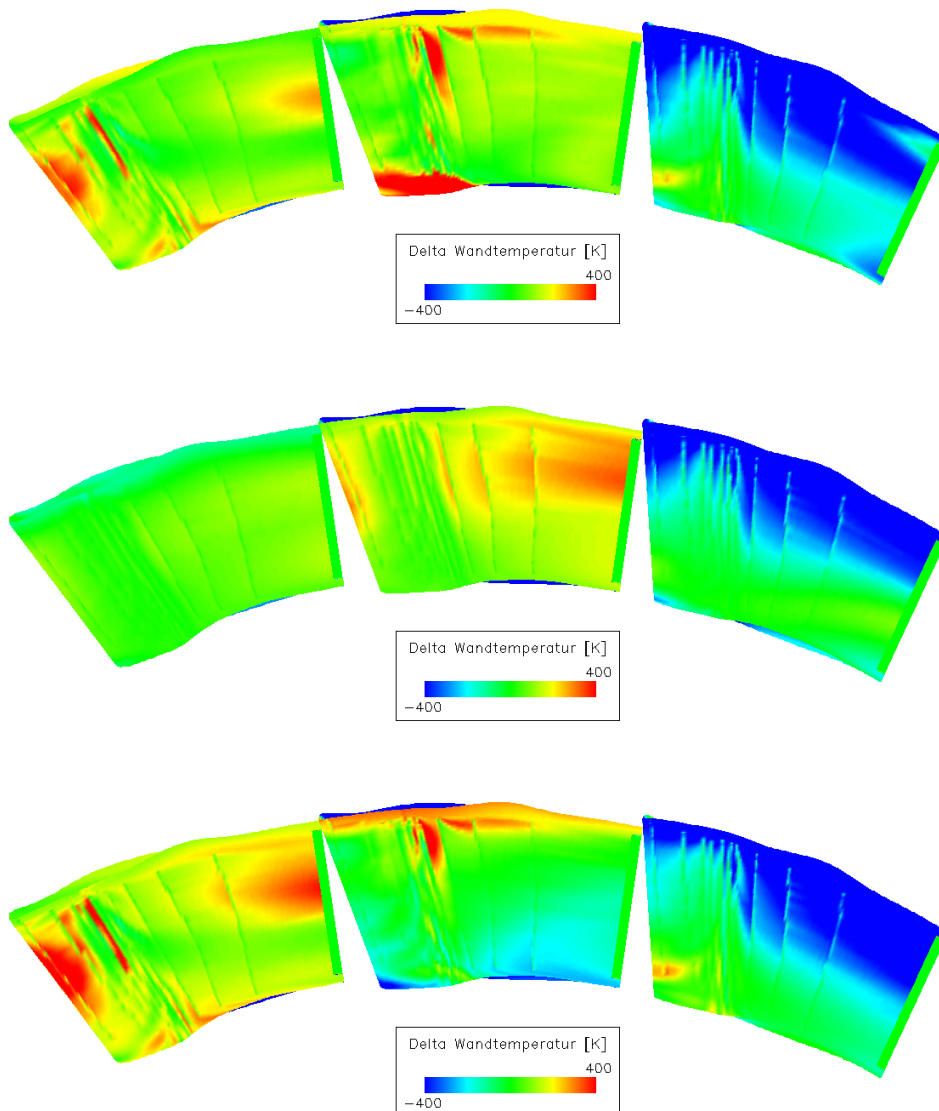


Abbildung 4.26.: Delta der Wandtemperatur der Stator 1 Schaufeln der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* für Fall 3. (oben), 11. (Mitte) und 12. (unten) bezogen auf den Referenzfall Fall 2. (siehe Tab. 4.1). Axial in Strömungsrichtung blickend stromauf der Statorreihe.

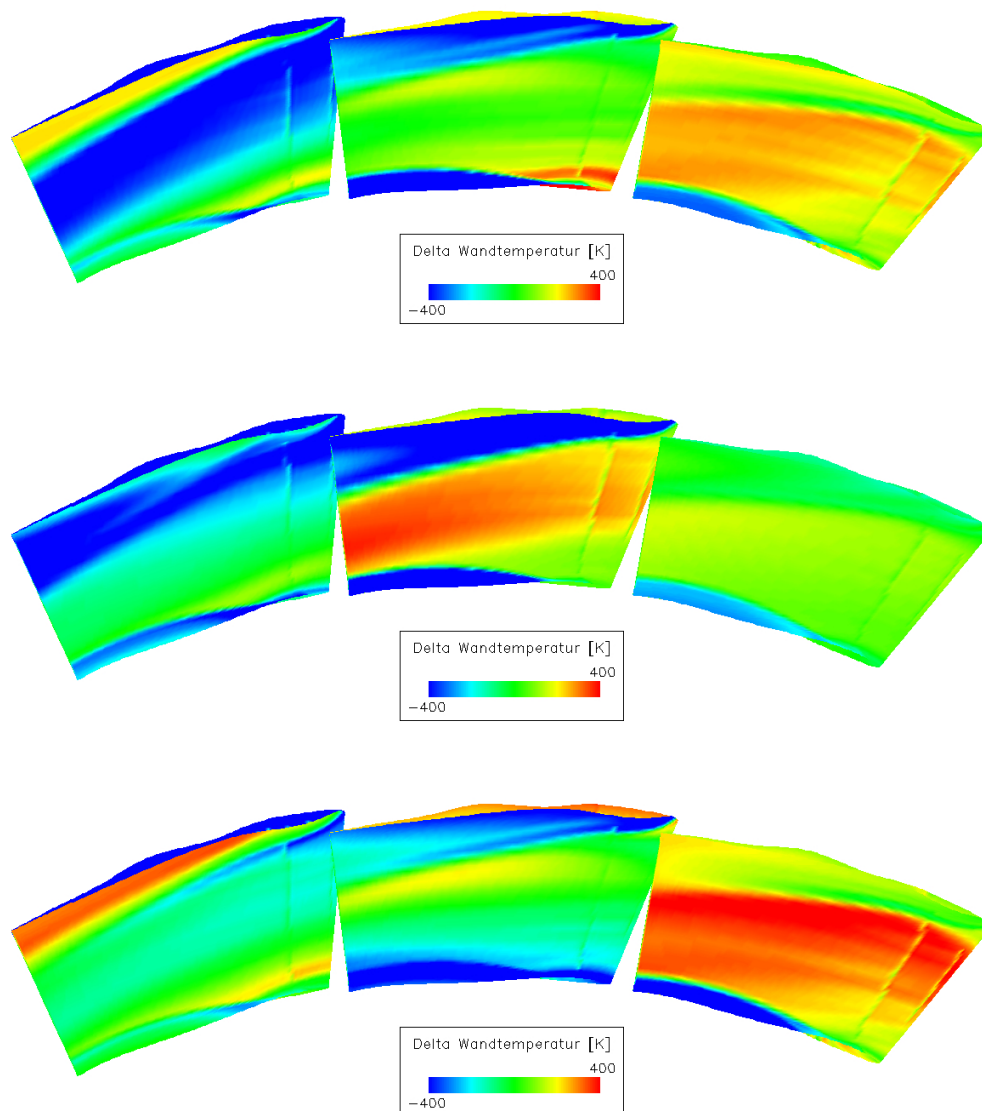


Abbildung 4.27.: Delta der Wandtemperatur der Stator 1 Schaufeln der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* für Fall 3. (oben), 11. (Mitte) und 12. (unten) bezogen auf den Referenzfall Fall 2. (siehe Tab. 4.1). Axial gegen die Strömungsrichtung blickend stromab der Statorreihe.

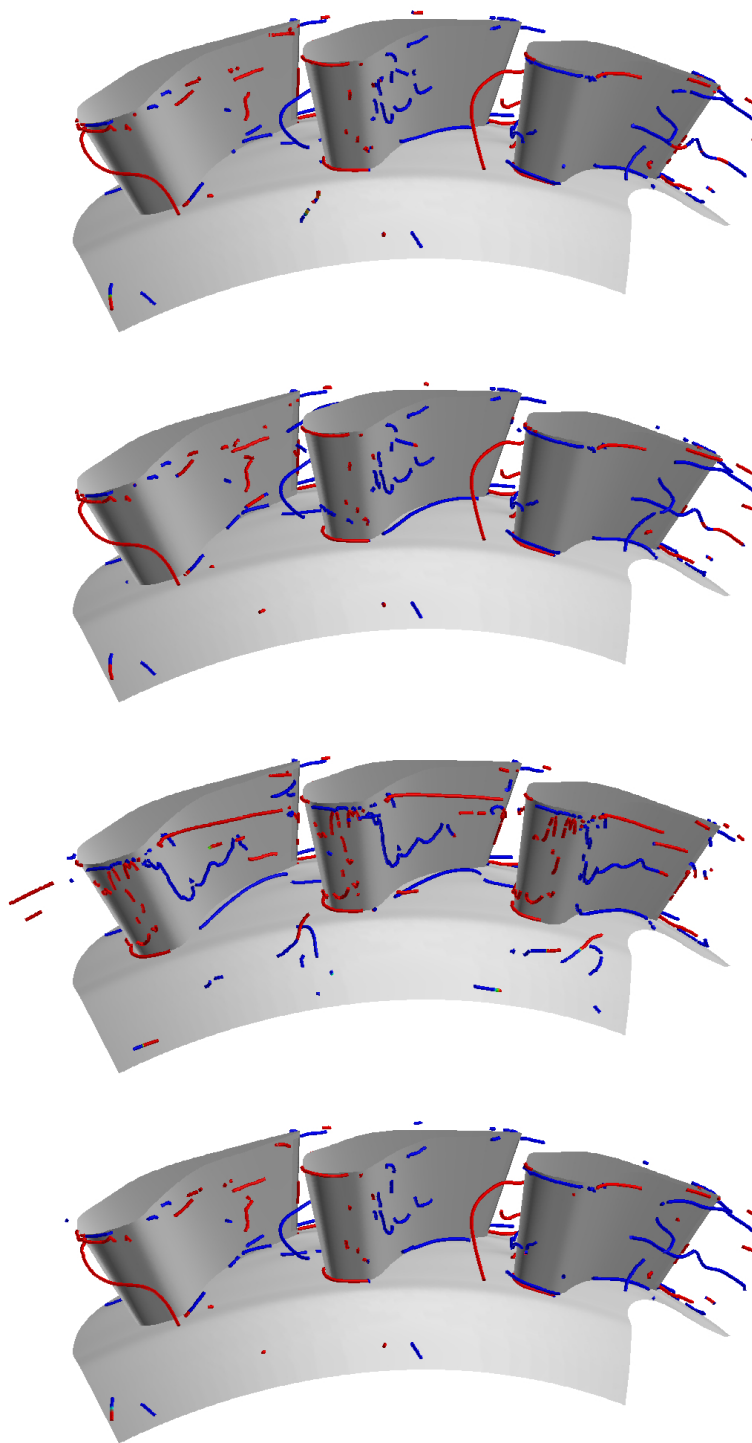


Abbildung 4.28.: Simulationsergebnisse der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* in Strömungsrichtung blickend: Darstellung des Verlaufs der Sekundärströmungswirbel gefärbt mit der Helizität für Fall 3. (oben), Fall 10. (mittig oben), Fall 11. (mittig unten) und Fall 12. (unten).



5 Schlußfolgerungen

5.1 Zusammenfassung

Haupttreiber dieser Arbeit sind die zukünftig sich verschärfenden NO_x Emissionsgrenzen. Ein vielversprechendes Verbrennungskonzept, um diesen zu begegnen, ist die mager-vorgemischte Verbrennung. Die Magerverbrennung bedingt eine hohe Durchmischung des Brennstoff-Luft Gemischs, welche durch eine starke Verdrallung der Luft erzielt wird. Der Einfluss der starken Verdrallung auf die Aerodynamik der ersten Turbinenstufe wurde in dieser Arbeit untersucht.

Die Untersuchungen wurden an der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* durchgeführt, welche die Betriebszustände eines reales Flugtriebwerkes aufweist und ein Technologieträger zur Magerverbrennung der Firma *RRD* ist. Die Analysen erfolgten mit Hilfe von instationären numerischen Simulationen. Verwendet wurde dabei das Programm *Hydra* von *RRD*. Das numerische Modell umfasst die erste Turbinenstufe. Der Einfluss der verdrallten Brennkammerströmung, resultierend aus der Magerverbrennung, wird über die numerische Eintrittsrandbedingung erfasst. Die verdrallte Eintrittsrandbedingung entspringt einer Simulation der Brennkammer, welche von *RRD* zur Verfügung gestellt wurde. Der Einfluss der inhomogenen Eintrittsrandbedingung wurde quantitativ, in puncto Wirkungsgrad, thermischer Belastung und Schaufelauftriebsbeiwert analysiert. Die qualitativen Untersuchungen umfassten die Sekundärströmungssysteme, die instationären Effekte und die Kopplung des thermischen mit dem aerodynamischen Anteil der inhomogenen Eintrittsrandbedingung. Die Sperrluft-Hauptstrom Interaktion wurde dabei stets mit berücksichtigt. Die Auswertungen der Ergebnisse umfassten insgesamt sechs Strömungsfälle, welche durch die Variation verschiedener Parameter aufgespannt werden. Die Parameter sind die Sperrluft und der Brennkammerdrall, wobei für den Drall zusätzlich die Drallrichtung und die Ausrichtung in Umfangsrichtung variiert wurden. Um zu prüfen, ob bei Prüfstandsbedingungen vergleichbare Ergebnisse zu beobachten sind, wurde die verdrallte Eintrittsrandbedingung auf Prüfstandsbedingungen runterskaliert, um Sie für die *1,5-stufige Versuchsturbine* verwenden zu können. Die *1,5-stufige Versuchsturbine* ist ein institutseigener Prüfstand, welcher aus drei Schaufelreihen (Stator 1, Rotor, Stator 2) besteht und im realen Betrieb nur mit homogener Zuströmung (ohne Drall) betrieben wird.

Die Auswertung der Ergebnisse der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* zeigte, dass die Berücksichtigung des Brennkammerdralls in den Simulationen zu erheblichen Wirkungsgradeinbußen führt. Während die Berücksichtigung der nabenseitigen Sperrluft vor der Rotorreihe zu einem Wirkungsgradabfall in Höhe von 0,43% führt, erzeugt die verdrahlte Zuströmung einen weiteren Wirkungsgradabfall in Höhe von 1,47%. Der Wirkungsgradabfall, hervorgerufen durch den Brennkammerdrall, teilt sich auf in einen thermischen und einen aerodynamischen Anteil. Damit ist auf der einen Seite die inhomogene Verteilung der Totalenthalpie gemeint, auf der anderen Seite die Drallstrukturen der Zuströmung. Der größere Anteil des Wirkungsgradabfalls fällt auf den aerodynamischen Anteil des Brennkammerdralls ab. Die Tendenzen bei den Ergebnissen der Wirkungsgradunterschiede sind übertragbar zwischen der *1,5-stufigen Versuchsturbine* und der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*, wobei die Wirkungsgradunterschiede für die *1,5-stufige Versuchsturbine* höher ausfallen. Die *1,5-stufige Versuchsturbine* offenbart außerdem eine Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Ausrichtung des Drallzentrums in Umfangrichtung. Eine Ausrichtung des Drallzentrums auf die Statorvorderkante führt zu einem frühen Zerfall der großen Drallstruktur, welche sich bei der Ausrichtung auf die Passagenmitte bis zur Rotorreihe hält und eine Wirkungsgradabsenkung von zusätzlich 0,4% bis 0,9% hervorruft. Dieses Optimierungspotential eröffnet sich nur dann, wenn das Verhältnis von Drallerzeugern zu Statoren günstig ist, z.B. wie im Fall der *1,5-stufigen Versuchsturbine* bei 1:2. Das Potential erschließt sich nicht bei der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*, da diese ein Verhältnis von Drallerzeugern zu Statoren von 2:3 besitzt. In jenem Fall trifft nicht jedes Drallzentrum auf die selbe Position in der Statorreihe. In puncto Wirkungsgrad führte die Durchführung von instationären Simulationen zu keinem Mehrwert verglichen zu den Ergebnissen der stationären Simulationen.

Die inhomogene Verteilung der Totaltemperatur am Eintritt der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* führt zu einer ungleichförmigen Verteilung der Wandtemperatur für die erste Statorreihe. Durch das Verhältnis von zwei Drallerzeugern zu drei Statoren ergibt sich für jede der drei Schaufeln eine zur Auslegung abweichende Temperaturverteilung mit örtlichen Abweichungen von bis zu 400K. Da bislang in der Auslegung die Kühlluftversorgung jeder Schaufel gleich betrachtet wird, ist an der Stelle ein besonders hohes Optimierungspotential vorhanden. Die Kühlluftversorgung muss mit einigem Sicherheitsabstand jede Stelle der Schaufel ausreichend kühlen, was dazu führt, dass sehr viel Kühlluft z.B. bei kühleren Stellen der Nachbarschaufel verschwendet wird. Für die möglichst genaue Vorhersage der thermischen Belastung der Statorreihe muss der aerodynamische Anteil des Dralls am Turbineneintritt berücksichtigt werden. Jegliche Reduzierung des Detaillierungsgrades der Randbedingungen führt zu einer abweichenden Vorhersage der Verteilung der Wandtemperatur. Auch der Temperaturverlauf der Rotorbeschaufelung unterliegt starken Abweichungen im Vergleich zum Auslegungsfall.

Das verdrahlte Eintrittsprofil führt dazu, dass die deckbandlose Rotorspitze mit 50 bis 100K heißerem Fluid in Berührung kommt, als im Referenzfall erwartet. Somit muss auch bei der Auslegung des Rotorkühlkonzeptes nicht nur das Turbineneintrittsprofil vor der Statorreihe sondern auch die Umverteilung der Heißgasstrahlen aufgrund der Statorumströmung berücksichtigt werden.

Die Analyse des Auftriebsbeiwertes zeigte anschaulich den Verlustmechanismus der Fehlanströmung. Bei Ausrichtung eines Drallzentrums auf die Vorderkante einer Statorschaufel stellte sich abhängig von der Drallrichtung in der Nähe der einen Endwand ein positiver und in der Nähe der gegenüber liegenden Endwand ein negativer Inzidenz ein. Nur wenn das Drallzentrum auf die Vorderkante ausgerichtet ist, tritt diese vorhersagbare, systematische Fehlanströmung ein. In dem Fall werden die benachbarten Schaufeln von kleineren sekundären Drallzentren der Eintrittsbedingung angeströmt, was zu keinem vorhersagbaren Verlauf des Auftriebsbeiwertes für die Nachbarschaufel führt. Auch bei Ausrichtung des Drallzentrums auf die Passagenmitte ist keine Systematik erkennbar. Die Ergebnisse des Auftriebsbeiwertes der Rotorreihe bekräftigen die Schlußfolgerung, dass bei einem Verhältnis von Drallerzeugern zu Statoren von 2:3 bei der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* kein Optimierungspotential durch die Ausrichtung des Drallzentrums vorhanden ist, sehr wohl aber für das Verhältnis von 1:2 bei der *1,5-stufigen Versuchsturbine*.

Neben den quantitativen Ergebnissen wurden qualitativ und phänomenologisch die durch den Brennkammerdrall auftretenden Strömungsphänomene untersucht. Es wurde eine neue Auswertemethode präsentiert, um Ergebnisse auf Ihre Sekundärströmungssysteme zu untersuchen. Dabei war stets die Übertragbarkeit der Ergebnisse zwischen *1,5-stufiger Versuchsturbine* und *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* gegeben. Es konnte in den Ergebnissen des Referenzfalles ohne verdrahlte Zuströmung das aus der Literatur bekannte Sekundärströmungssystem nachgewiesen werden. Es konnten der druck- und saugseitige Ast des Hufeisenwirbels, sowie der daraus entstehende Passagenwirbel und die Hinterkantenwirbel nachgewiesen werden. Bei Hinzunahme der verdrahlten Eintrittsbedingung wurden die umfangreichen Auswirkungen auf das Sekundärströmungssystem deutlich. Zum Teil bilden sich die Hufeisenwirbel gar nicht mehr aus, womit auch der Entstehungsmechanismus des Passagenwirbels wegfällt. Dies stellt die Auslegungsmethode der konturierten Endwände in Frage, wenn diese die verdrahlte Zuströmung nicht berücksichtigt. Die Drallzentren, welche auf die Vorderkante einzelner Statoren ausgerichtet sind, können sich in zwei Äste aufteilen oder auch durch den Unterdruck angezogen zur Saugseite abgelenkt werden. Sind Drallzentren auf die Passagenmitte ausgerichtet, so erhalten sich diese bis zur Rotorreihe.

Im Zuge der Auswertungen wurde ebenfalls die Sperrluft-Hauptstrom Interaktion beleuchtet. Parametervariationen durchgeführt in stationären Simulationen zeigten, dass die Absenkung des Sperrluftmassenstroms als auch die Erhöhung des Anteils der Umfangsgeschwindigkeit der eintretenden Sperrluft linear den Stufenwirkungsgrad erhöhen. Der Einfluss der Variation des Sperrluftmassenstroms zeigte einen größeren Einfluss auf den Wirkungsgrad. Für die *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe* führte die Anhebung des Sperrluftmassenstroms in Höhe von $1\% \frac{\dot{m}_{kav}}{\dot{m}_0}$ zu einer Wirkungsgradabsenkung von 0,15%. Der Einfluss des Sperrluftmassenstroms auf den Wirkungsgrad ändert sich nicht durch Hinzunahme des Dralls am Turbineneintritt, somit sind die Verluste durch den Drall additiv und es ist kein zusätzlicher Einfluss des Brennkammerdralls auf die Sperrluft-Hauptstrom Interaktion vorhanden. Die Ergebnisse der instationären sowie der zeitgemittelten Simulation zeigten Rezirkulationsgebiete im Bereich des Kavitätenaustritts, welche vor allem vom Potentialfeld der Rotorvorderkante ausgehen. Es zeigte sich jedoch für die *1,5-stufige Versuchsturbine* eine Abhängigkeit der Ausbreitung des Rezirkulationsgebietes von den periodischen Rändern des numerischen Modells. Um den Einfluss der periodischen Ränder auf die Rezirkulationsgebiete am Kavitätenaustritt völlig auszuschließen, müsste das numerische Modell den gesamten Umfang der Schaufelreihen enthalten. Die Parametervariationen zur Sperrluft-Hauptstrom Interaktion wurde auch im Hinblick auf die Auswirkungen auf den Auftriebsbeiwert des Rotors untersucht. Darin zeigte sich ein negativer Einfluss auf die Arbeitsentnahme bis zu 40% Schaufelhöhe. Mit zunehmendem Sperrluftmassenstrom wandert zudem das Verlustmaximum weiter Richtung Schaufelmitte. Auch bei der Sperrluft-Hauptstrom Interaktion zeigte sich eine gute Übertragbarkeit der Ergebnisse zwischen den beiden untersuchten Turbinengeometrien.

Die Auswertung der instationären Ergebnisse zeigte, dass sich bei Hinzunahme des Brennkammerdralls die aerodynamischen Schwankungen stark verändern. Signifikant ändert sich das Frequenzspektrum, was bei der Auslegung des Schwingungsverhaltens der Beschaufelung berücksichtigt werden muss.

In der vorliegenden Arbeit wurde der Einfluss einer inhomogenen verdrahten Turbineneintrittsbedingung, welche aus der Magerverbrennung resultiert, untersucht. Verglichen zu den Erkenntnissen der Literaturrecherche zum Thema der Brennkammer-Turbine Interaktion konnten durch Erhöhung des Detaillierungsgrades der numerischen Modellierung zusätzliche Erkenntnisse gewonnen werden. Bisherige Forschungsarbeiten beschränkten sich meist auf die inhomogene Temperaturverteilung am Eintritt. Diese Arbeit zeigt, dass die Magerverbrennung in einer stark verdrahten Zuströmung der Turbine resultiert, welche in der Auslegung berücksichtigt werden muss. Neu ist auch die

Betrachtung des Rotors und der Sperrluft-Hauptstrom Interaktion im Zusammenhang mit der inhomogenen Brennkammeraustrittsbedingung.

5.2 Ausblick

Diese Arbeit ist als ein Grundstein auf dem Weg zum ganzheitlichen Verständnis der Brennkammer-Turbine Interaktion zu werten. Da alle Erkenntnisse auf numerischen Simulationen basieren, gilt es zunächst, die in dieser Arbeit festgehaltenen Erkenntnisse durch Experimente abzusichern. Der Validierung im Rahmen dieser Arbeit standen lediglich Messdaten von Turbinenstufen mit homogener Zuströmung zur Verfügung.

Günstig für die Ausnutzung von vorhandenem Optimierungspotential bezüglich Wirkungsgrad und Kühlluft sind Drallerzeuger zu Statorn Verhältnisse, welche z.B. 1:1 oder 1:2 lauten. Nur solche Verhältnisse ermöglichen es, dass die Drallzentren aus der Brennkammer immer auf die gleiche Stelle in der Statorreihe auftreffen. Erst dann ist ein Optimum bezüglich der Umfangsausrichtung des Drallzentrums relativ zur Statorreihe vorhanden. Würden Drallzentrum-Stator Verhältnisse von 1:2 umgesetzt, würde das in den meisten Fällen eine Erhöhung der Anzahl der Drallerzeuger bedeuten. Dadurch würden zusätzlich kleinere Drallstrukturen entstehen und der Grad der Inhomogenität absinken. Auf Basis der vorliegenden Ergebnisse ist eine Ausrichtung des Drallzentrums auf die Statorvorderkante empfehlenswert, um das Drallzentrum möglichst früh zerfallen zu lassen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass das Drallzentrum in der Anströmung leicht zur Saugseite driftet, somit muss ein leichter Versatz des Drallzentrums Richtung Druckseite bedacht werden.

Die Auslegung konturierter Endwände stützt sich bislang auf Sekundärströmungssysteme, welche aus einer homogenen Anströmung resultieren, und werden eingesetzt, um diese positiv zu beeinflussen. Die Drallstrukturen in der Zuströmung der ersten Statorreihe verändern die Sekundärströmungssysteme erheblich, so dass der Einsatz von konturierten Endwänden fraglich wird. Denkbar wäre die Auslegung konturierter Endwände unter dem Einfluss des Brennkammerdralls. Vielversprechend ist ebenfalls die Auslegung der Geometrie der Statorschaufeln unter der Berücksichtigung der inhomogenen Brennkammerabströmung. Möglich wäre der Einsatz von zwei verschiedenen Statorgeometrien in der ersten Schaufelreihe, für den Fall eines Drallzentrum-Stator Verhältnisses von 1:2. Darin könnten auch verschiedene Kühlkonzepte verwirklicht werden, um insgesamt Kühlluft einzusparen. In dem Zusammenhang könnten konjugierte Wärmeübertragungsberechnungen die Entwicklung durch Berücksichtigung der inhomogenen Temperaturverteilung unterstützen.

Das Optimierungspotential würde eine integrierte Simulation von Brennkammer und erster Statorreihe am besten ausloten können. Für diesen Fall sind instationäre Simulationen interessant, da die Instationarität der Brennkammerabströmung zu weiteren zu berücksichtigenden Effekten führen könnte. Denkbar wären z.B. auch Rückwirkungen der Statorschaufeln auf die Brennkammerströmung. In integrierten Simulationen könnte z.B. auch der Abstand sowie die Düsengeometrie zwischen Drallerzeuger und Statorreihe optimiert werden.

Eine weiterführende Idee ist die Untersuchung von Brennkammerdrallerzeugern, welche abwechselnd in die eine und in die andere Richtung drehen. Dies hätte allerdings einen erheblichen Einfluss auf die Reaktionskinetik der Brennkammer und hätte eine Neuauslegung zur Folge.

Sollte sich in Experimenten der starke Wirkungsgradabfall bestätigen, so sollte geprüft werden, ob ein derart starker Wirkungsgradabfall hinnehmbar ist, um die NO_x Emissionen zu senken. Im Umkehrschluss bedeutet ein Wirkungsgradabfall bei gleichbleibendem Wunsch nach Triebwerksschub eine Erhöhung der CO_2 Emissionen.

A Anhang

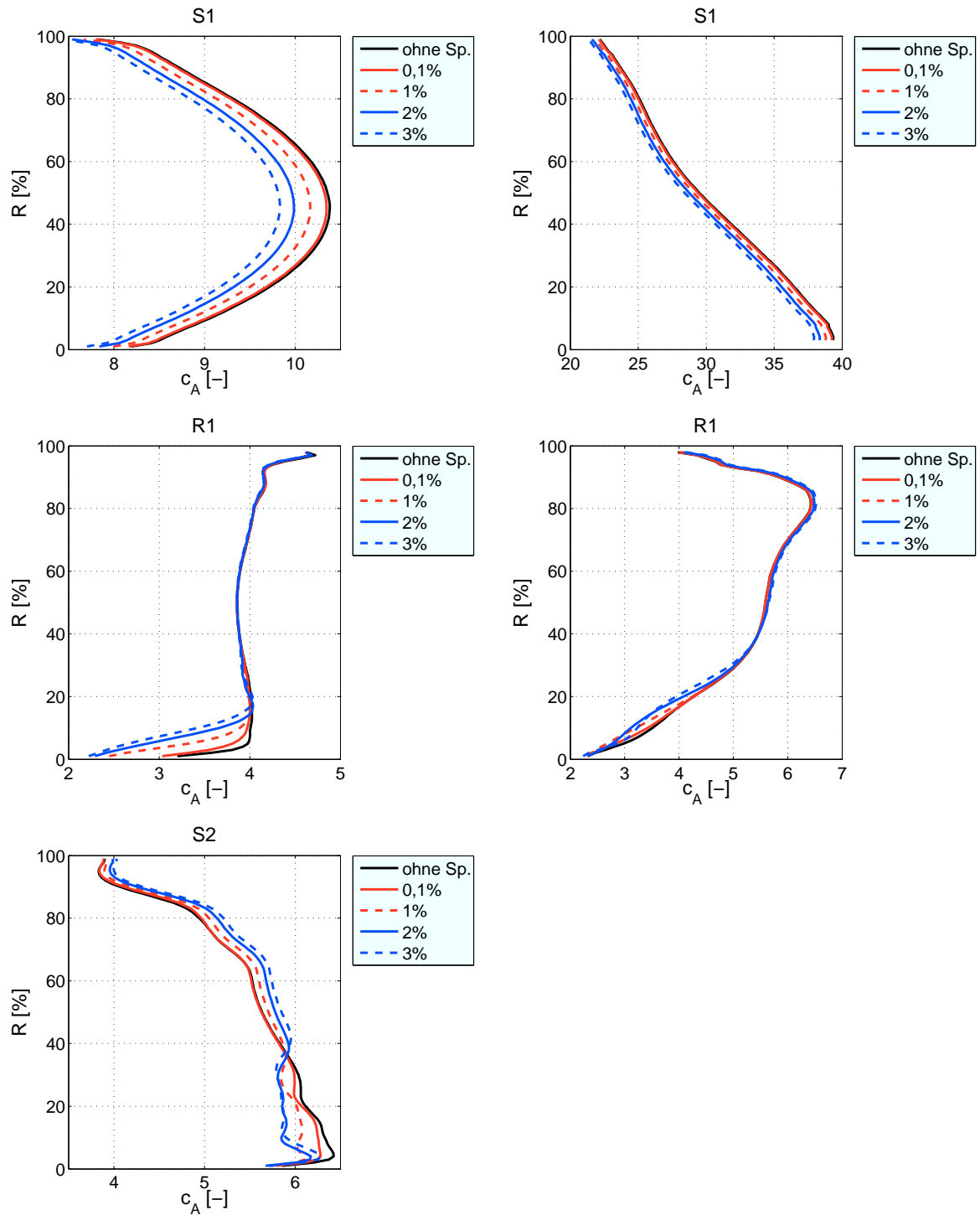


Abbildung A.1.: Verlauf des Auftriebsbeiwertes über die Schaufelhöhe. Ergebnisse der stationären Simulationen zur Variation des Sperrluftmassenstrom in $\frac{\dot{m}_{kav}}{\dot{m}_0}$ [%] bezogen auf den Fall 1. ohne Sperrluft. Links: 1,5-stufige Versuchsturbine, rechts: E3E Core 3/2 Hochdruckstufe

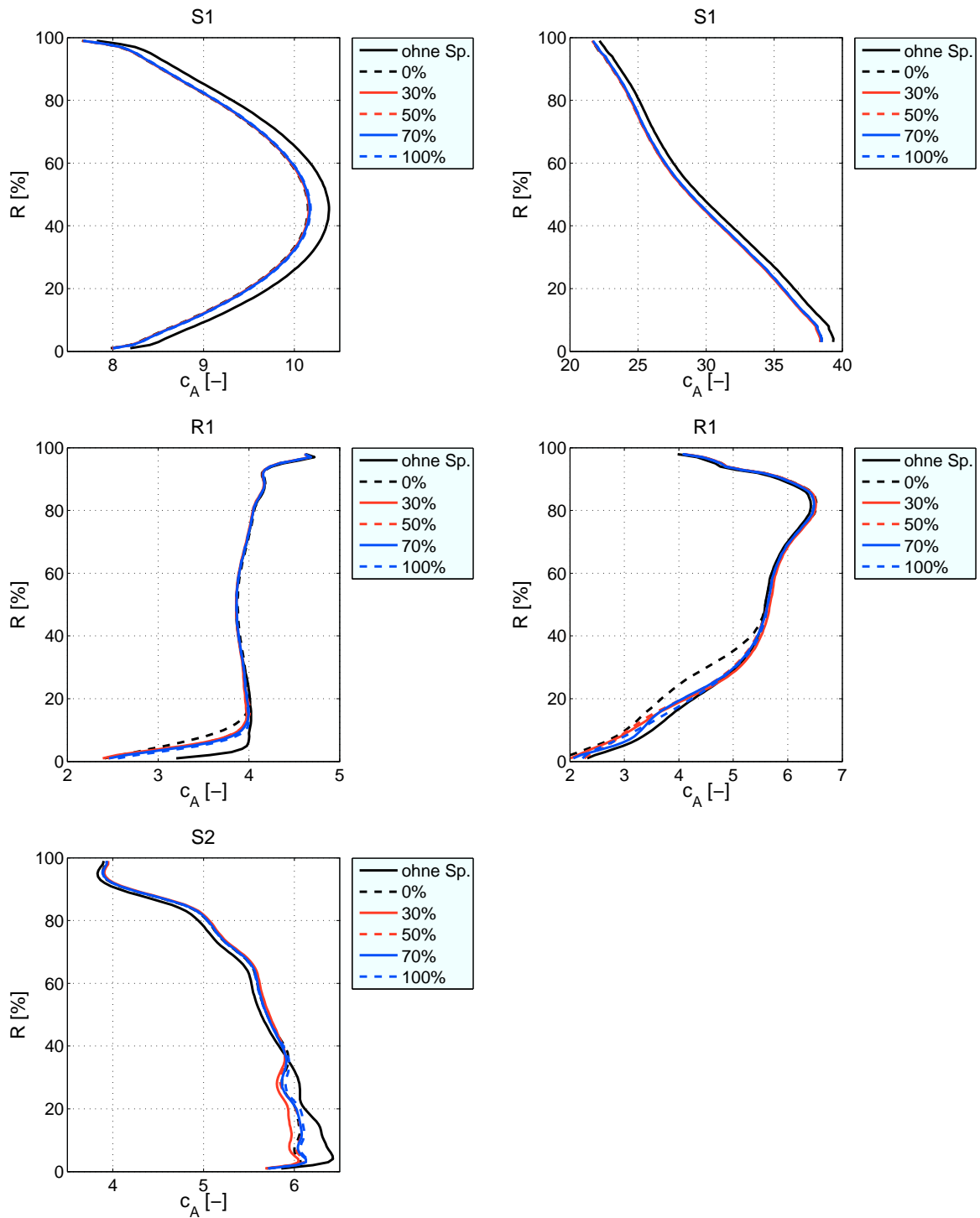


Abbildung A.2.: Verlauf des Auftriebsbeiwertes über die Schaufelhöhe. Ergebnisse der stationären Simulationen zur Variation der Umfangsgeschwindigkeit des eintretenden Sperrluftmassenstroms in $\frac{c_{u,kav}}{u_{rotor}}$ [%] bezogen auf den Fall 1. ohne Sperrluft. Links: 1,5-stufige Versuchsturbine, rechts: E3E Core 3/2 Hochdruckstufe

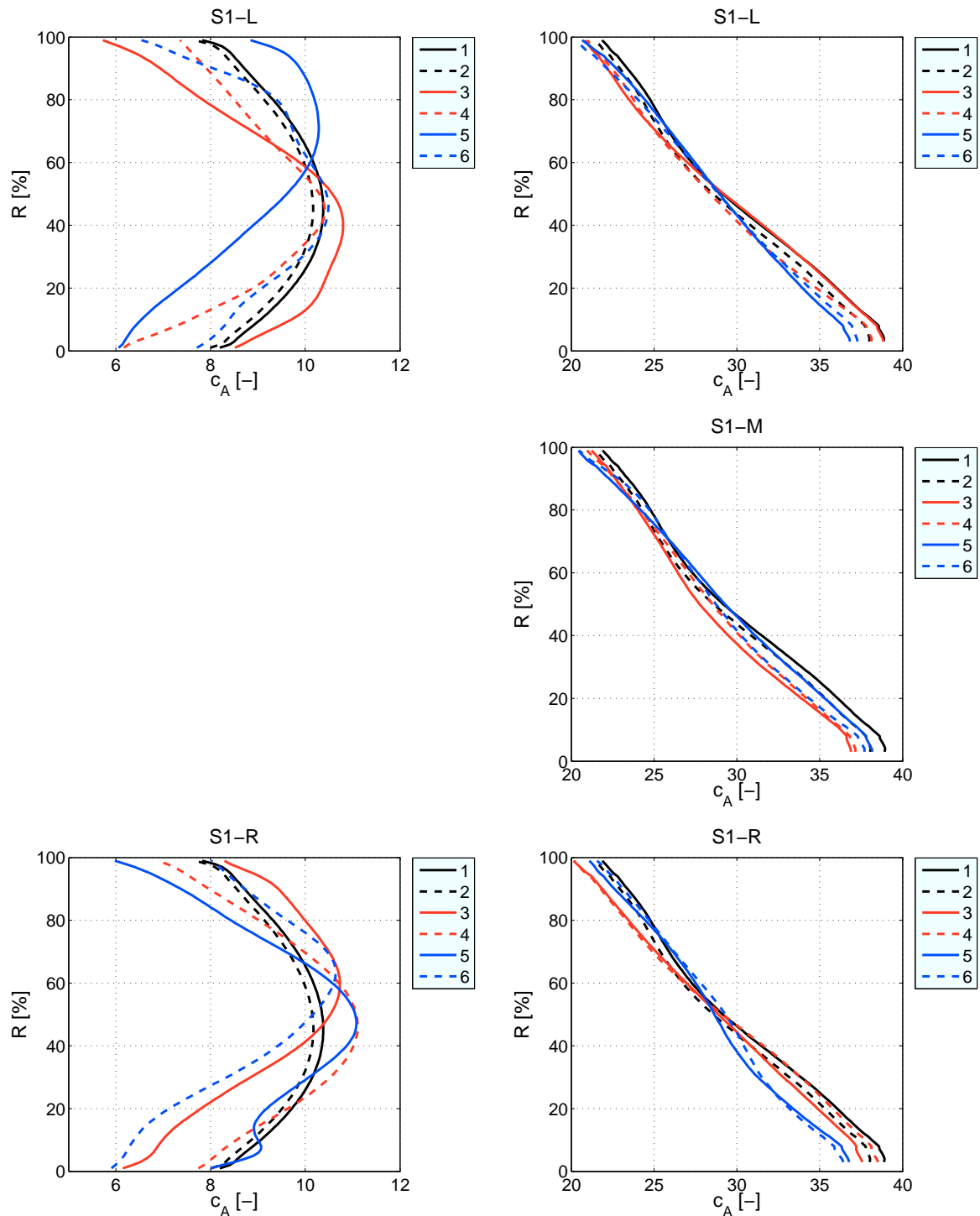


Abbildung A.3.: Verlauf des Auftriebsbeiwertes über die Schaufelhöhe. Ergebnisse der zeitgemittelten instationären Simulationen für die Fälle 1. bis 6. für die erste Statorreihe. Links: *1,5-stufige Versuchsturbine*, rechts: *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*

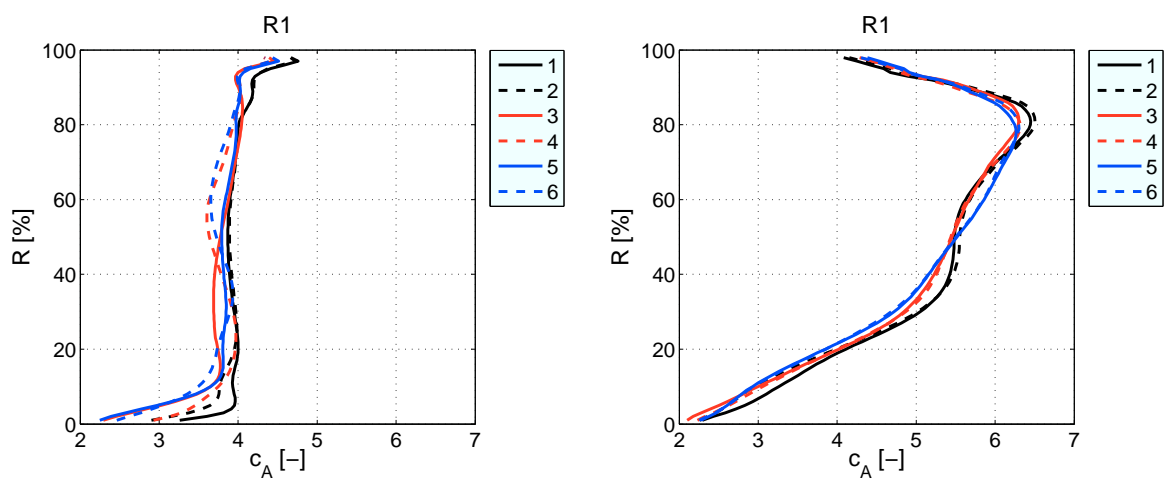


Abbildung A.4.: Verlauf des Auftriebsbeiwertes über die Schaufelhöhe. Ergebnisse der zeitgemittelten instationären Simulationen für die Fälle 1. bis 6. für die Rotorreihe. Links: *1,5-stufige Versuchsturbine*, rechts: *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*

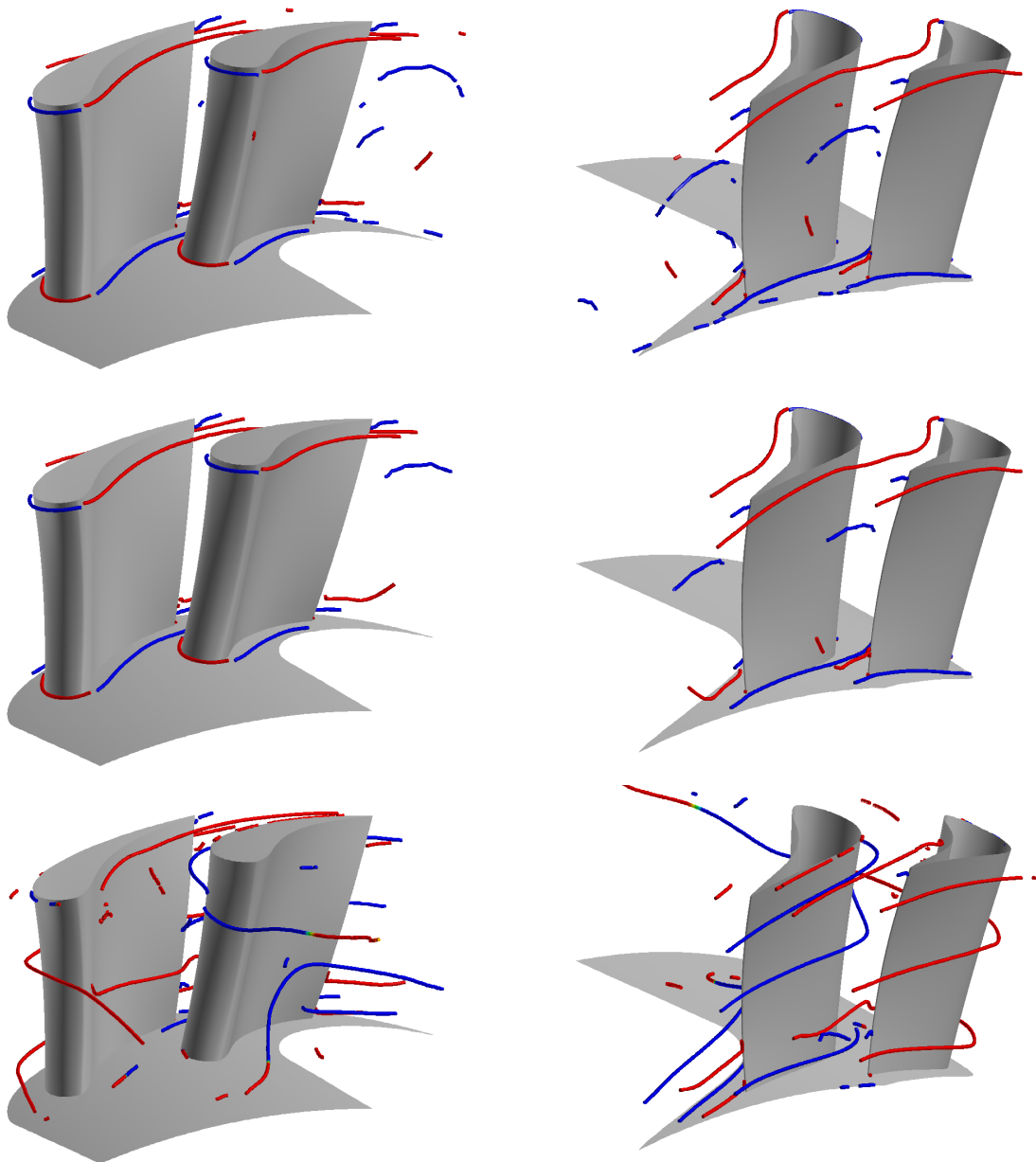


Abbildung A.5.: Verlauf der Drallkerne der Sekundärströmungswirbel für Fall 1. (oben), Fall 2. (Mitte) und Fall 3. (unten) der *1,5-stufigen Versuchsturbine*. Ansicht in (links) und entgegen (rechts) der Strömungsrichtung

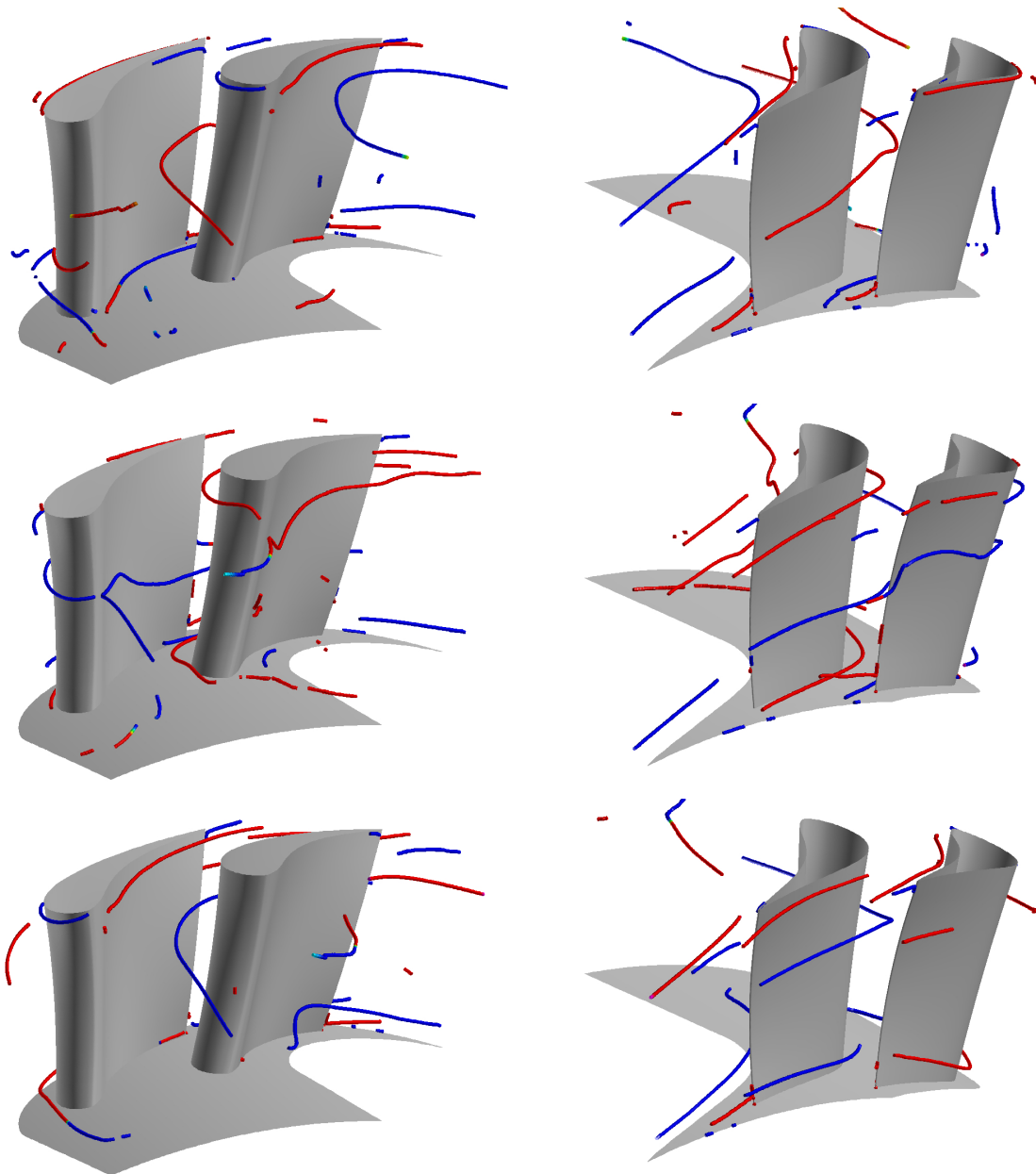


Abbildung A.6.: Verlauf der Drallkerne der Sekundärströmungswirbel für Fall 4. (oben), Fall 5. (Mitte) und Fall 6. (unten) der 1,5-stufigen Versuchsturbine. Ansicht in (links) und entgegen (rechts) der Strömungsrichtung

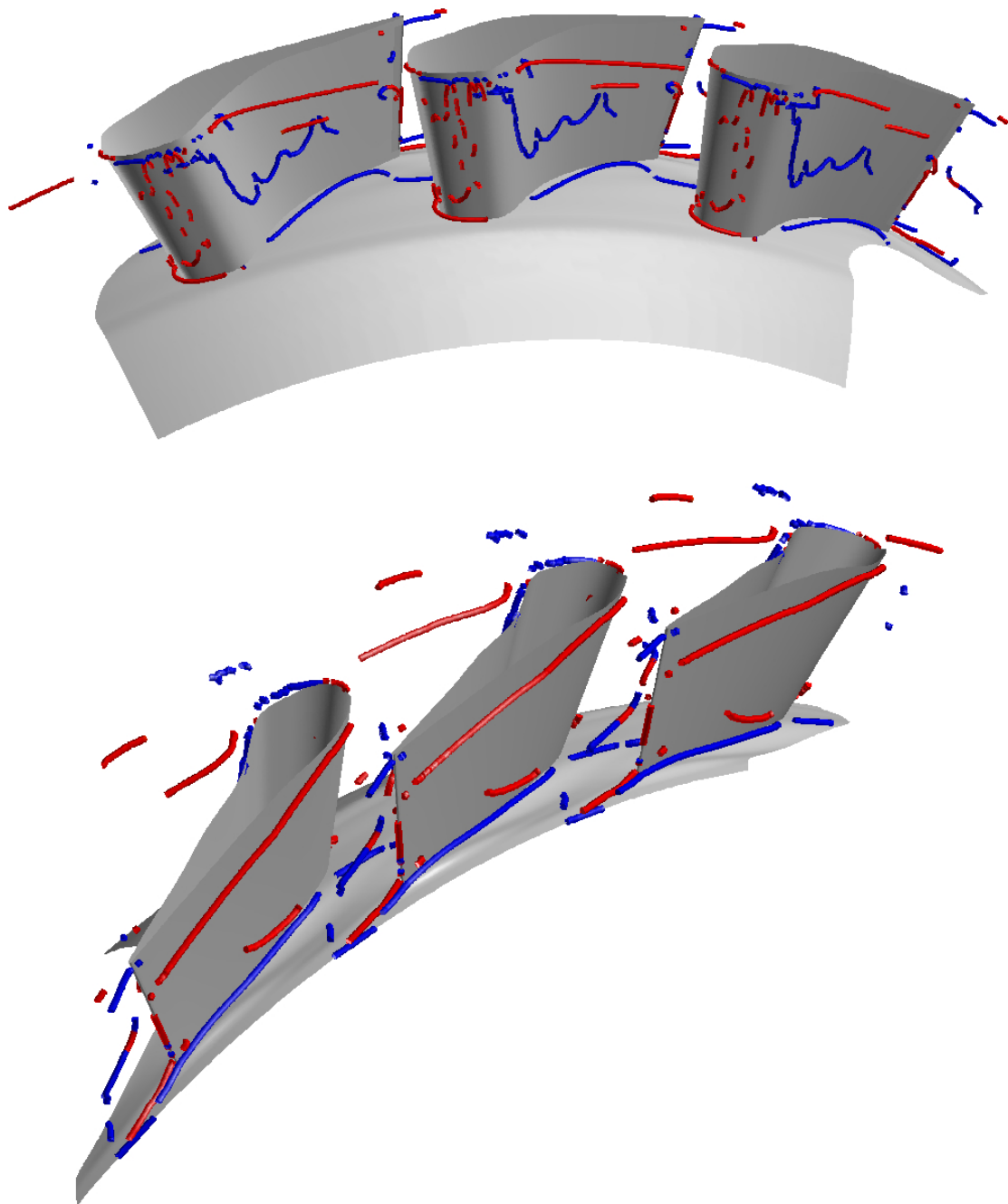


Abbildung A.7.: Verlauf der Drallkerne der Sekundärströmungswirbel für Fall 1. der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*. Ansicht in (oben) und entgegen (unten) der Strömungsrichtung

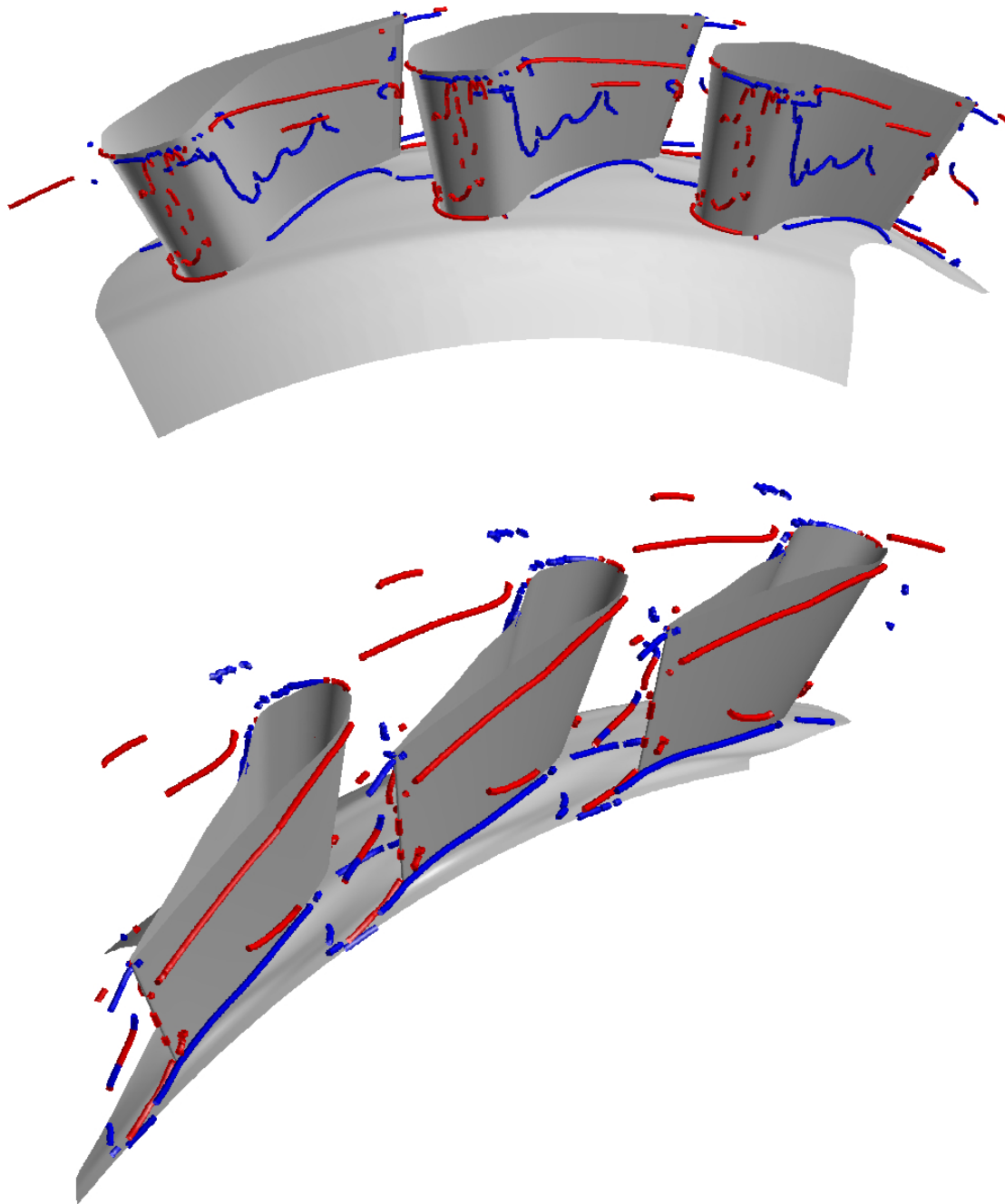


Abbildung A.8.: Verlauf der Drallkerne der Sekundärströmungswirbel für Fall 2. der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*. Ansicht in (oben) und entgegen (unten) der Strömungsrichtung

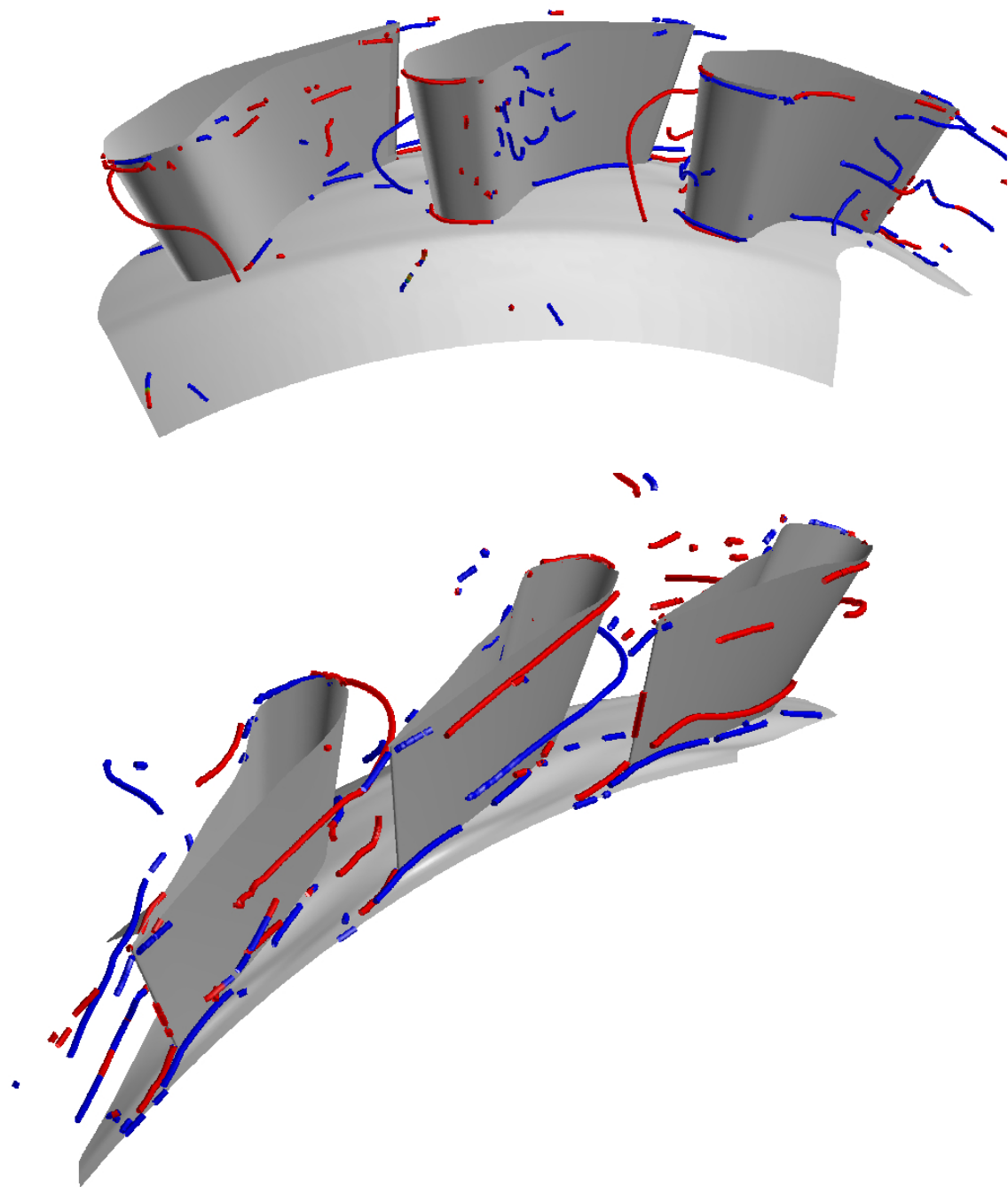


Abbildung A.9.: Verlauf der Drallkerne der Sekundärströmungswirbel für Fall 3. der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*. Ansicht in (oben) und entgegen (unten) der Strömungsrichtung

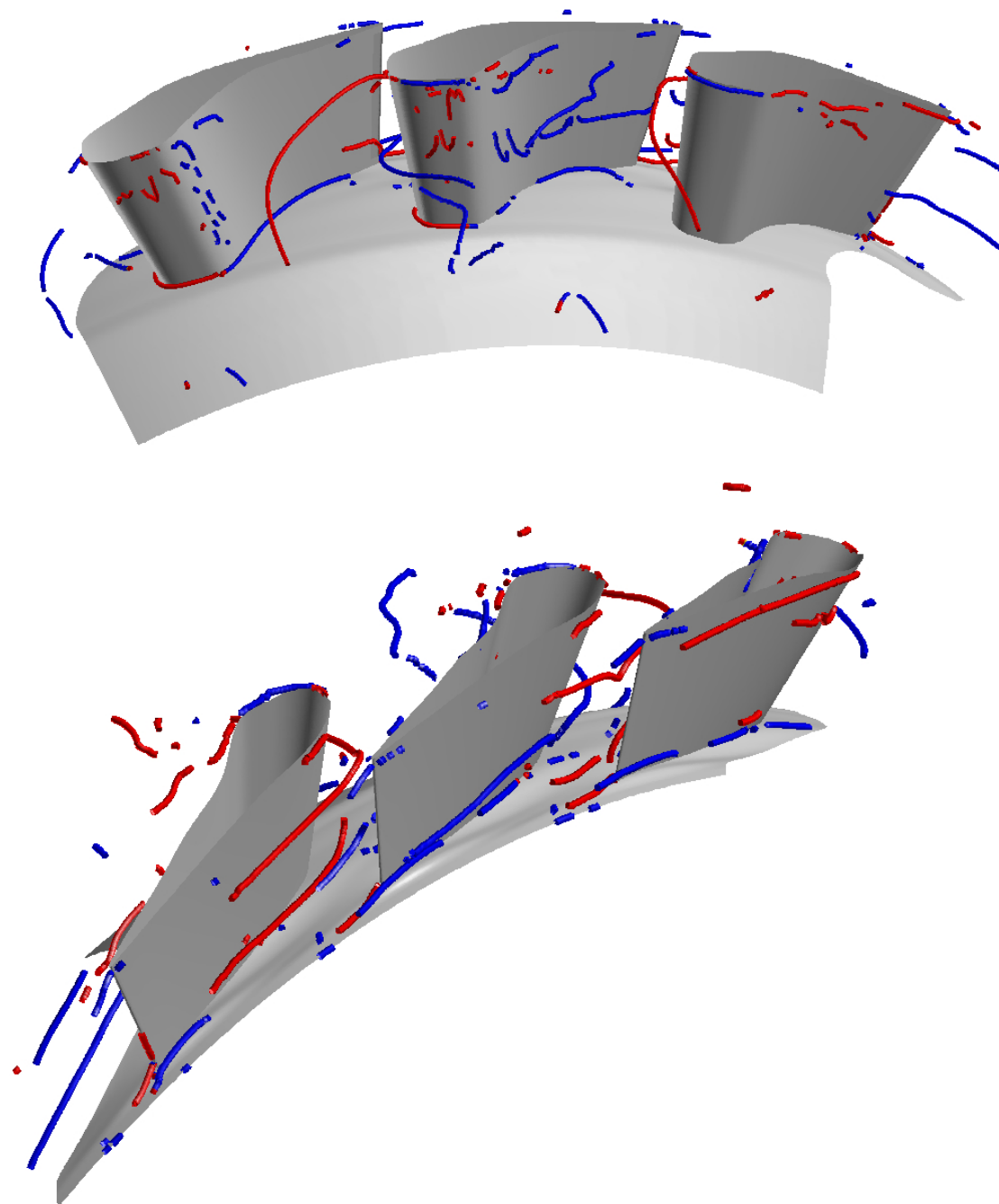


Abbildung A.10.: Verlauf der Drallkerne der Sekundärströmungswirbel für Fall 4. der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*. Ansicht in (oben) und entgegen (unten) der Strömungsrichtung

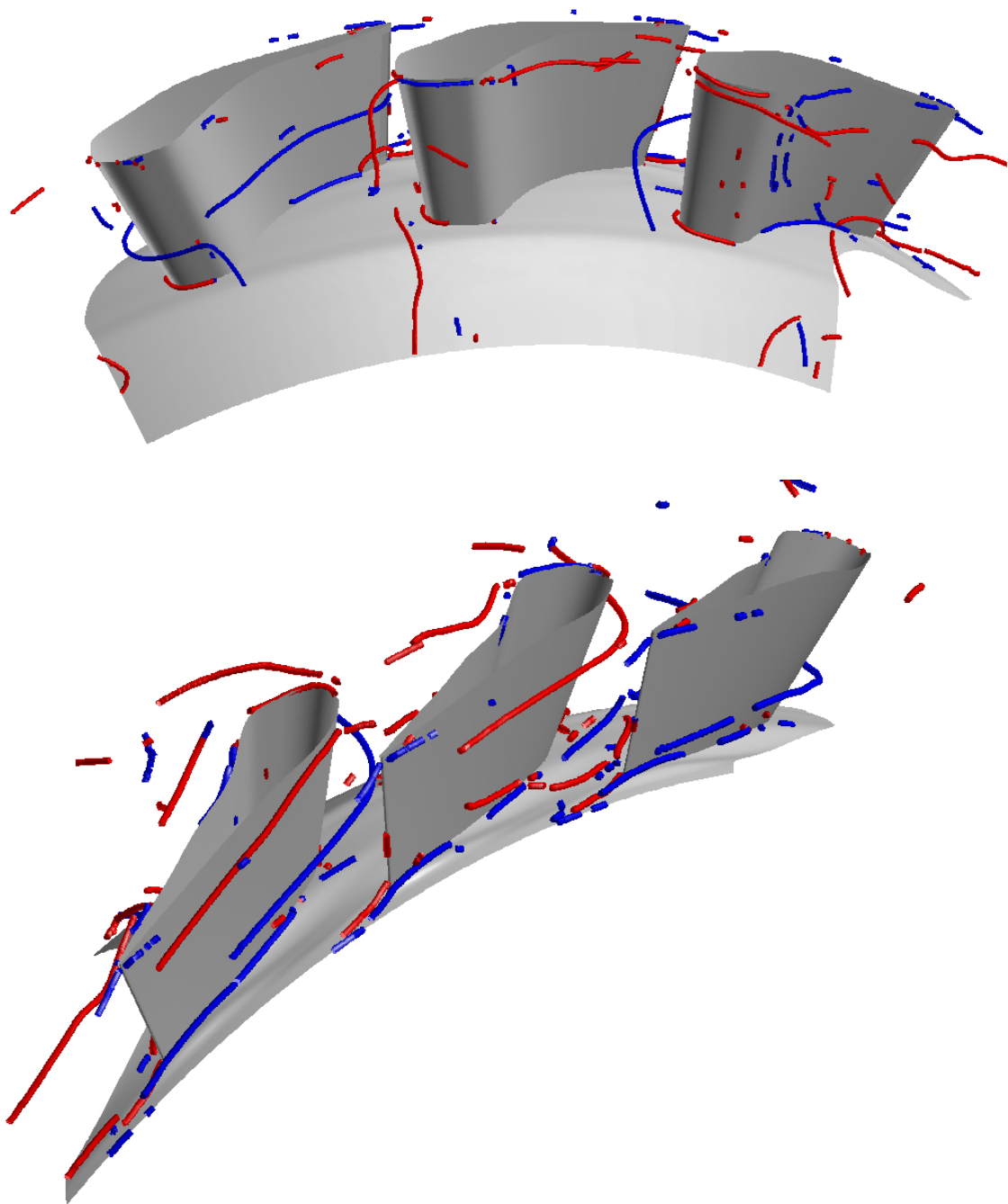


Abbildung A.11.: Verlauf der Drallkerne der Sekundärströmungswirbel für Fall 5. der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*. Ansicht in (oben) und entgegen (unten) der Strömungsrichtung

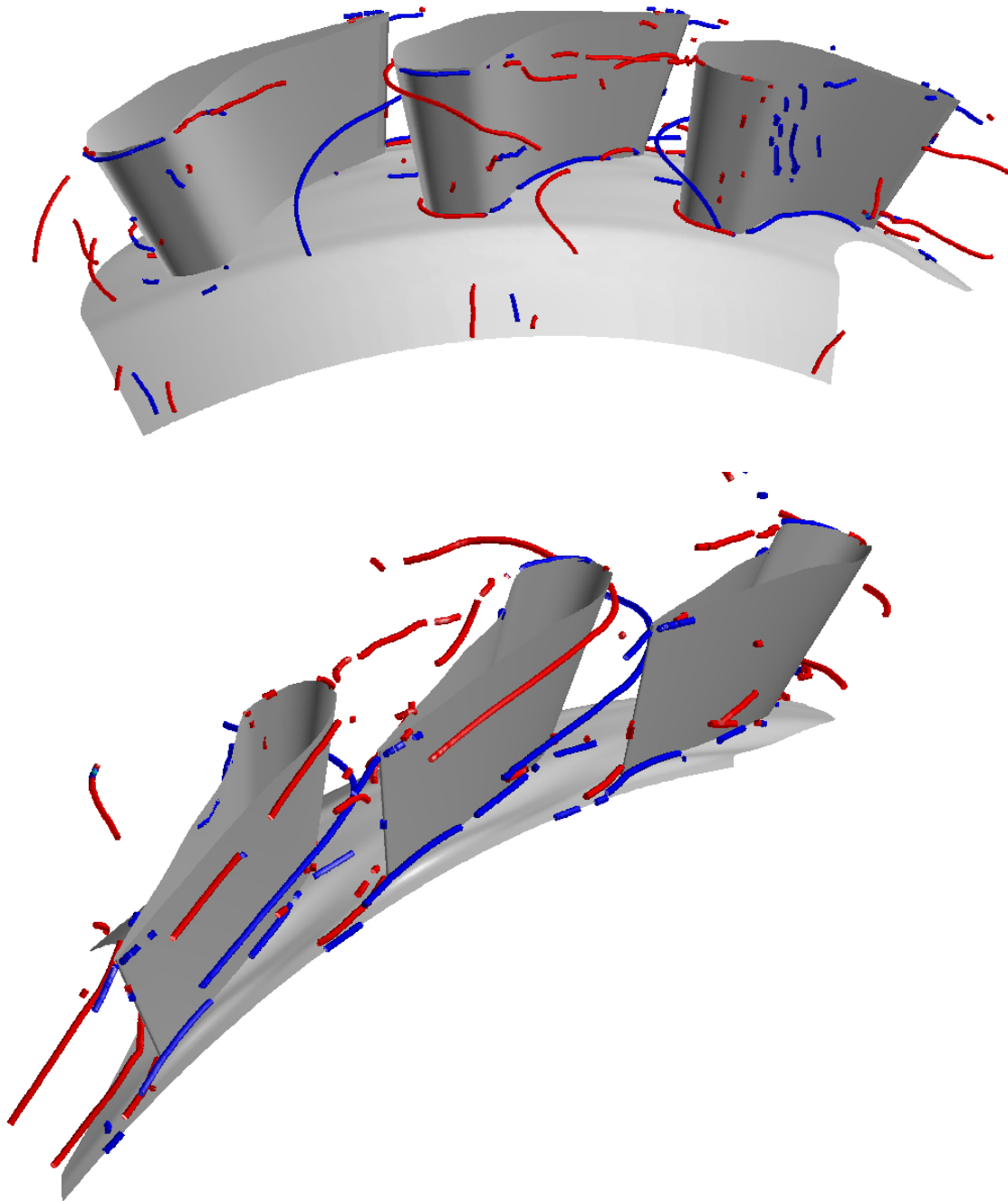


Abbildung A.12.: Verlauf der Drallkerne der Sekundärströmungswirbel für Fall 6. der *E3E Core 3/2 Hochdruckstufe*. Ansicht in (oben) und entgegen (unten) der Strömungsrichtung

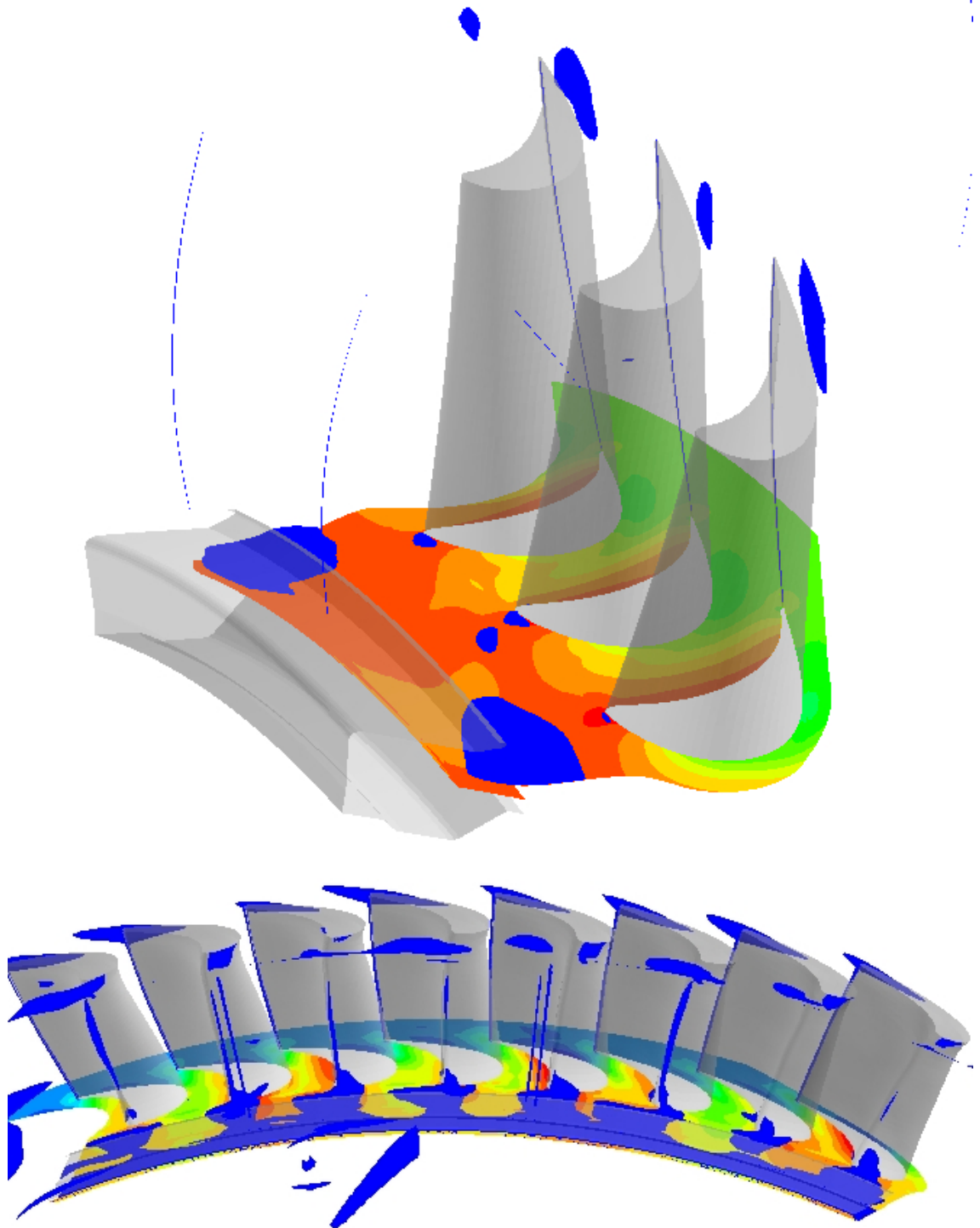


Abbildung A.13.: Instationärer Zeitschritt: Darstellung der Rezirkulationsgebiete in der Kavität der 1,5-stufigen Versuchsturbine (oben) und der E3E Core 3/2 Hochdruckstufe für Fall 3.. Die Nabe zeigt die Konturen des Drucks.

Literaturverzeichnis

- [1] ACARE: *European Aeronautics: A Vision for 2020 - Meeting Societies Needs and Winning Global Leadership*. Report of the Group of Personalities, 2001.
- [2] AMES, F. E.: *The Influence of Large-Scale High-Intensity Turbulence on Vane Heat Transfer*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.119, 1:pp.23–30, 1997.
- [3] AMES, F. E., M. ARGENZIANO und C. WANG: *Measurement and Prediction of Heat Transfer Distributions on an Aft-Loaded Vane Subjected to the Influence of Catalytic and Dry Low NO_x Combustor Turbulence*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.126, 1:pp.139–149, 2004.
- [4] AMES, F. E., P. A. BARBOT und C. WANG: *Effects of Aeroderivative Combustor Turbulence on Endwall Heat Transfer Distributions Acquired in a Linear Vane Cascade*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.125, 2:pp.210–220, 2003.
- [5] AMES, F. E., J. D. JOHNSON und N. J. FIALA: *The Influence of Aero-Derivate Combustor Turbulence and Reynolds Number on Vane Aerodynamics Losses, Secondary Flows, and Wake Growth*. ASME paper GT2006-90168, 2006.
- [6] AMES, F. E., C. WANG und P.A. BARBOT: *Measurement and Prediction of the Influence of Catalytic and Dry Low NO_x Combustor Turbulence on Vane Surface Heat Transfer*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.125, 2:pp.221–231, 2003.
- [7] ANDREINI, A., R. DA SOGHE, B. FACCHINI und S. ZECCHI: *Turbine Stator Well CFD Studies: Effects of Cavity Cooling Air Flow*. ASME paper GT2008-51067, 2008.
- [8] BARRINGER, M. D., O. T. RICHARD, J. P. WALTER, S. M. STITZEL und K. A. THOLE: *Flow Field Simulations of a Gas Turbine Combustor*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.124, 3:pp.508–516, 2002.
- [9] BARRINGER, M. D., K. A. THOLE und M. D. POLANKA: *Developing a Combustor Simulator for Investigating High Pressure Turbine Aerodynamics and Heat Transfer*. ASME paper GT2004-53613, 2004.
- [10] BARRINGER, M. D., K. A. THOLE und M. D. POLANKA: *Experimental Evaluation of an Inlet Profile Generator for High-Pressure Turbine Tests*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.129, 2:pp.382–393, 2007.

-
- [11] BARRINGER, M. D., K. A. THOLE und M. D. POLANKA: *Effects of Combustor Exit Profiles on Vane Aerodynamic Loading and Heat Transfer in a High Pressure Turbine*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.131:021008, 2009.
- [12] BARRINGER, M. D., K. A. THOLE und M. D. POLANKA: *An Experimental Study of Combustor Exit Profile Shapes on Endwall Heat Transfer in High Pressure Turbine Vanes*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.131:021009, 2009.
- [13] BARRINGER, M. D., K. A. THOLE, M. D. POLANKA, J. P. CLARK und P. J. KOCH: *Migration of Combustor Exit Profiles Through High Pressure Turbine Vanes*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.131:021010, 2009.
- [14] BASOL, A. M., P. JENNY, M. IBRAHIM, A. I. KALFAS und R. S. ABHARI: *Hot Streak Migration in a Turbine Stage: Integrated Design to Improve Aero-thermal Performance*. ASME paper GT2010-23556, 2010.
- [15] BLANCO, E. D. L. R., H. P. HODSON und R. VAZQUEZ: *Effect of the Leakage Flows and the Upstream Platform Geometry on the Endwall Flows of a Turbine Cascade*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.131:011004, 2009.
- [16] BRAEUNLING, W. J. G.: *Flugzeugtriebwerke - Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. Springer, 2009.
- [17] BUNKER, R. S.: *Gas Turbine Heat Transfer: Ten Remaining Hot Gas Path Challenges*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.129, 2:pp.193–201, 2007.
- [18] CARDWELL, N. D., N. SUNDARAM und K. A. THOLE: *The Effects of Varying the Combustor-Turbine Gap*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.129, 4:pp.756–764, 2007.
- [19] CHANA, K. S., T. POVEY und T. V. JONES: *Heat Transfer and Aerodynamics of an Intermediate Pressure Nozzle Guide Vane With and Without Inlet Temperature Non-Uniformity*. ASME paper GT2003-38466, 2003.
- [20] CHEN, J.-X., X. GAN und J. M. OWEN: *Heat Transfer in an Air-Cooled Rotor-Stator System*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.118, 3:pp.444–451, 1996.
- [21] COLBAN, W. F., A. T. LETHANDER, K. A. THOLE und G. ZESS: *Combustor Turbine Interface Studies - Part 2: Flow and Thermal Field Measurements*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.125, 2:pp.203–209, 2003.
- [22] COLBAN, W. F., K. A. THOLE und G. ZESS: *Combustor Turbine Interface Studies - Part 1: Endwall Effectiveness Measurements*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.125,

-
- 2:pp.193–202, 2003.
- [23] DENTON, J. D.: *The 1993 IGTI Scholar Lecture: Loss Mechanisms in Turbomachines*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.115, 4:pp.621–656, 1993.
- [24] DESTATIS: *Flug-Passagiere aus Deutschland nach Kontinenten*. Statistisches Bundesamt, 2007.
- [25] DONNERHACK, S.: *Beitraege der Flugtriebwerke zur Schadstoffreduktion im Luftverkehr*. Workshop Umweltbundesamt: Flugverkehr und Luftqualitaet - Partikel- und Stickoxidemissionen, 2005.
- [26] ESCUDIER, M. P, A. K. NICKSON und R. J. POOLE: *Influence of outlet geometry on strongly swirling turbulent flow through a circular tube*. Physics of Fluids, vol.18:125103, 2006.
- [27] EU: *Aenderung der Richtlinie 2003/87/EG zwecks Einbeziehung des Luftverkehrs in das System fuer den Handel mit Treibhausgasemissionszertifikaten in der Gemeinschaft*. Richtlinie 2008/101/EG des Europaeischen Parlaments und der Rates, 2008.
- [28] GIER, J., B. STUBERT, B. BROUILLET und L. D. VITO: *Interaction of Shroud Leakage Flow and Main Flow in a Three-Stage LP Turbine*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.127, 4:pp.649–658, 2005.
- [29] GIKADI, J.: *Turbulenzmodellierung fuer die Simulation der Brennkammer-Turbine Interaktion in einem Flugtriebwerk*. Diplomarbeit, Technische Universitaet Darmstadt, 2009.
- [30] GIRGIS, S., J.-P. VLASIC, E. LAVOLE und S. H. MOUSTAPHA: *The Effect of Secondary Air Injection on the Performance of a Transonic Turbine Stage*. ASME paper GT2002-30340, 2002.
- [31] GMELIN, T. C., G. HUETTIG und O. LEHMANN: *Zusammenfassende Darstellung der Effizienzpotentiale bei Flugzeugen unter besonderer Beruecksichtigung der aktuellen Triebwerkstechnik sowie der absehbaren mittelfristigen Entwicklungen*. Studie im Auftrag des Bundesministerium fuer Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, 2008.
- [32] GRADUIERTENKOLLEG: *Integrationsprojekt: Projektplanung zur Untersuchung instationaerer Effekte in einem Flugtriebwerk am Beispiel von Windmill-Relight*. Technischer Bericht, Technische Universitaet Darmstadt, DFG-Graduiertenkolleg 1344 - Instationaere Systemmodellierung von Flugtriebwerken, 2009.

-
- [33] GUPTA, A. K., D. G. LILLEY und N. SYRED: *Swirl Flows*. 1984.
- [34] HAIMES, R. und D. KENWRIGHT: *On the Velocity Gradient Tensor and Fluid Feature Extraction*. AIAA paper AIAA1999-3288, 1999.
- [35] HALDEMAN, C., M. G. DUNN und R. MATHISON: *Fully-Cooled Single Stage HP Transonic Turbine: Part I - Influence of Cooling Mass Flow Variations and Inlet Temperature Profiles on Blade Internal and External Aerodynamics*. ASME paper GT2010-23446, 2010.
- [36] HALDEMAN, C., M. G. DUNN und R. MATHISON: *Fully-Cooled Single Stage Transonic HP Turbine: Part II - Influence of Cooling Mass Flow Changes and Inlet Temperature Profiles on Blade and Shroud Heat-Transfer*. ASME paper GT2010-23445, 2010.
- [37] HAU, J.-N.: *Bachelor Thesis: Einfluss des Brennkammerdralls auf die Aerodynamik einer Niedermachzahl Turbinenstufe unter Beruecksichtigung der nabenseitigen Sperrlufteinblasung*, Technische Universitaet Darmstadt, 2009.
- [38] HE, L., V. MENSHIKOVA und B. R. HALLER: *Effect of Hot-Streak Counts on Turbine Blade Heat Load and Forcing*. AIAA Journal of Propulsion and Power, vol.23, 6:pp.1235–1241, 2007.
- [39] HE, L., V. MENSHIKOVA und B.R. HALLER: *Influence of Hot Streak Circumferential Length-Scale in Transonic Turbine Stage*. ASME paper GT2004-53370, 2004.
- [40] HEIDMANN, J., T. STRAZISAR, D. RIVIR, A. WADIA, R. BUNKER, J. SABNIS, S. HINGORANI, O. SHARMA, S. WELLBORN, M. MALAK, E. GREITZER, Z. SPAKOVSKY, K. A. THOLE, R. S. ABHARI und H. P. HODSON: *Aerothermodynamics Technical Working Group - Technology Assessment and White Papers*. NASA Technical Working Group, 2008.
- [41] HERMANSON, K. S. und K. A. THOLE: *Effect of Inlet Conditions on Endwall Secondary Flows*. AIAA Journal of Propulsion and Power, vol.16, 2:pp.286–296, 2000.
- [42] HERMANSON, K. S. und K. A. THOLE: *Effect of Nonuniform Inlet Conditions on Endwall Secondary Flows*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.124, 4:pp.623–631, 2002.
- [43] HERTLE, C.: *Bachelor Thesis: Einfluss des Brennkammerdralls auf die Aerodynamik einer realen Hochdruckturbinenstufe unter Beruecksichtigung der nabenseitigen Sperrlufteinblasung*, Technische Universitaet Darmstadt, 2009.
- [44] HUNTER, S. D. und S. R. MANWARING: *Endwall Cavity Flow Effects on Gaspath Aerodynamics in an Axial Flow Turbine: Part I - Experimental and Numerical Investigation*. ASME paper 2000-GT-651, 2000.
- [45] IPCC: *Aviation and the Global Atmosphere*. IPCC Special Reports, 1999.

-
-
- [46] IPCC: *Climate Change Impacts, Adaptation and Vulnerability*. Fourth Assessment Report, 2007.
- [47] JASTROW, B.: *Diplomarbeit: Einfluss des Brennkammerdralls auf die Aerodynamik einer realen Hochdruckturbinenstufe*. Diplomarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2009.
- [48] JENNY, P., C. LENHERR, A. I. KALFAS und R. S. ABHARI: *Effect of Hot Streak Migration on Unsteady Blade Row Interaction in an Axial Turbine*. ASME paper GT2010-23034, 2010.
- [49] JOHNSON, B. V., R. JAKOBY, D. E. BOHN und D. CUNAT: *A Method for Estimating the Influence of Time-Dependent Vane and Blade Pressure Fields on Turbine Rim Seal Ingestion*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.131:021005, 2009.
- [50] KLAPDOR, E. V., S. PYLIOURAS, R. L. G. M. EGGELS und J. JANICKA: *Towards Investigation Of Combustor Turbine Interaction in an Integrated Simulation*. ASME paper GT2010-22933, 2010.
- [51] KNOST, D., K. A. THOLE und A. DUGGLEBY: *Evaluating a Three-dimensional Slot Design for the Combustor-Turbine Interface*. ASME paper GT2009-60168, 2009.
- [52] LANGSTON, L. S., M. L. NICE und R. M. HOOPER: *Three-Dimensional Flow Within a Turbine Cascade Passage*. ASME Journal of Engineering for Power, vol.99:pp.21–28, 1977.
- [53] LAPWORTH, B.L.: *Advanced Compressor Design Incorporating Real Geometry Features*. ISABE paper ISABE2007-1306, 2007.
- [54] LAZIK, W., T. DOERR und S. BAKE: *Low NOx Combustor Development for the Engine3E Core Engine Demonstrator*. ISABE paper ISABE2007-1190, 2007.
- [55] LAZIK, W., T. DOERR, S. BAKE, R. V. D. BANK und L. RACKWITZ: *Development of Lean-Burn Low-NOx Combustion Technology at Rolls-Royce Deutschland*. ASME paper 2008-51115, 2008.
- [56] LYNCH, S. P. und K. A. THOLE: *The Effect of Combustor-Turbine Interface Gap Leakage on the Endwall Heat Transfer for a Nozzle Guide Vane*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.130:041019, 2008.
- [57] MATHISON, R., C. HALDEMAN und M. G. DUNN: *Aerodynamics And Heat Transfer For A Cooled One And One-Half Stage High-Pressure Turbine: Part I: Vane Inlet Temperature Profile Generation And Migration*. ASME paper GT2010-22716, 2010.
- [58] MATHISON, R., C. HALDEMAN und M. G. DUNN: *Aerodynamics And Heat Transfer For*

A Cooled One And One-Half Stage High-Pressure Turbine: Part II: Influence of Inlet Temperature Profile on Blade Row and Shroud. ASME paper GT2010-22718, 2010.

- [59] McLEAN, C., C. CAMCI und B. GLEZER: *Mainstream Aerodynamic Effects Due to Wheel-space Coolant Injection in a High-Pressure Turbine Stage: Part I-Aerodynamic Measurements in the Stationary Frame.* ASME Journal of Turbomachinery, vol.123, 4:pp.687–696, 2001.
- [60] McLEAN, C., C. CAMCI und B. GLEZER: *Mainstream Aerodynamic Effects Due to Wheel-space Coolant Injection in a High-Pressure Turbine Stage: Part II-Aerodynamic Measurements in the Rotational Frame.* ASME Journal of Turbomachinery, vol.123, 4:pp.697–703, 2001.
- [61] MIRZAMOGHADAM, A. V. und Z. XIAO: *Flow and Heat Transfer in an Industrial Rotor-Stator Rim Sealing Cavity.* ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.124, 1:pp.125–132, 2002.
- [62] MUELLER, J.-D. und M. B. GILES: *Edge-based Multigrid schemes for Hybrid Grids.* Numerical Methods for Fluid Dynamics, VI, ICFD, 1998.
- [63] OKITA, Y., M. NISHIURA, S. YAMAWAKI und Y. HIRONAKA: *A Novel Cooling Method for Turbine Rotor-Stator Rim Cavities Affected by Mainstream Ingress.* ASME paper GT2004-53016, 2004.
- [64] ONG, J. und R. J. MILLER: *Hot Streak and Vane Coolant Migration in a Downstream Rotor.* ASME paper GT2008-50971, 2008.
- [65] ONG, J., R. J. MILLER und J. D. DENTON: *The Prediction of Hot Streak Migration in a High Pressure Turbine.* ISROMAC paper 2008-20073, 2008.
- [66] PANIAGUA, G., R. DENOS und S. ALMEIDA: *Effect of the Hub Endwall Cavity Flow on the Flow-Field of a Transonic High-Pressure Turbine.* ASME Journal of Turbomachinery, vol.126, 4:pp.578–586, 2004.
- [67] PAU, M., G. PANIAGUA, D. DELHAYE, A. D. L. LOMA und P. GINIBRE: *Aerothermal Impact of Stator-Rim Purge Flow and Rotor-Platform Film Cooling on a Transonic Turbine Stage.* ASME Journal of Turbomachinery, vol.132:021006, 2010.
- [68] PFAU, A., A. I. KALFAS und R. S. ABHARI: *Making Use of Labyrinth Interaction Flow.* ASME Journal of Turbomachinery, vol.129, 1:pp.164–174, 2007.
- [69] POPE, S. B.: *Turbulent Flows.* Cambridge University Press, 2000.
- [70] PYLIOURAS, S., M. KEGALJ, C. STARKE und H.-P. SCHIFFER: *Consequences of Unsteady Wake Interaction in Multi-Stage Turbines.* ISABE paper 2009-1261, 2009.

-
- [71] RADOMSKY, R. W. und K. A. THOLE: *High Free-Steam Turbulence Effects on Endwall Heat Transfer for a Gas Turbine Stator Vane*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.122, 4:pp.699–708, 2000.
- [72] RAKENIUS, C.: *Auslegung und Modifikation eines 1,5-stufigen Turbinenpruefstandes zur Untersuchung der Interaktion zwischen Sperrluft und Ringraumstroemung*. Diplomarbeit, Technische Universitaet Darmstadt, 2009.
- [73] REISING, S.: *Steady and Unsteady Performance of a Transonic Compressor Stage with Non-Axisymmetric End Walls*. Doktorarbeit, Technische Universitaet Darmstadt, 2010.
- [74] ROLLS-ROYCE PLC: *The Padram User's Guide*, v2.8.5 Auflage, February 2004.
- [75] ROLLS-ROYCE PLC: *The Hydra User's Guide*, v0.17 Auflage, February 2008.
- [76] ROUX, S., M. CAZALENS und T. POINSOT: *Outlet-Boundary-Condition Influence for Large Eddy Simulation of Combustion Instabilities in Gas Turbines*. AIAA Journal of Propulsion and Power, vol.24, 3:pp.541–546, 2008.
- [77] ROY, R. P., G. XU und J. FENG: *A Study of Convective Heat Transfer in a Model Rotor-Stator Disk Cavity*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.123, 3:pp.621–632, 2001.
- [78] ROY, R. P., D. W. ZHOU, S. GANESAN, C.-Z. WANG, R. E. PAOLILLO und B. V. JOHNSON: *The Flow Field and Main Gas Ingestion in a Rotor-Stator Cavity*. ASME paper GT2007-27671, 2007.
- [79] RRD: *Schadstoffarme Verbrennung*. FanPost, Seite Nov./Dez., 2009.
- [80] SCANLON, T., J. WILKES, D. BOHN und O. GENTILHOMME: *A Simple Method for Estimating Ingestion of Annulus Gas into a Turbine Rotor Stator Cavity in the Presence of External Pressure Variations*. ASME paper GT2004-53097, 2004.
- [81] SCHAEFER, M.: *Numerik im Maschinenbau*. Springer, Berlin, 1999.
- [82] SCHLUETER, J. U. und H. PITSCH: *Antialiasing Filters for Coupled Reynolds-Averaged/Large-Eddy Simulations*. AIAA Journal, vol.43, 3:pp.608–615, 2005.
- [83] SCHLUETER, J. U., H. PITSCH und P. MOIN: *Large-Eddy Simulation Inflow Conditions for Coupling with Reynolds-Averaged Flow Solvers*. AIAA Journal, vol.42, 3:pp.478–484, 2004.
- [84] SCHLUETER, J. U., H. PITSCH und P. MOIN: *Outflow Conditions for Integrated Large Eddy Simulation/Reynolds-Averaged Navier-Stokes Simulations*. AIAA Journal,

vol.43, 1:pp.156–164, 2005.

- [85] SCHLUETER, J. U., H. PITSCH, P. MOIN, S. SHANKARAN, S. KIM und J. ALONSO: *Towards Mutli-Component Analysis of Gas Turbines by CFD: Integration of RANS and LES Flow Solvers*. ASME Paper GT2003-38350, 2003.
- [86] SCHLUETER, J. U., X. WU, E. V. D. WEIDE, S. HAHN, J. J. ALONSO und H. PITSCH: *Multi-Code Simulations: A Generalized Coupling Approach*. Computational Fluid Dynamics Conference AIAA2004-4997, 2004.
- [87] SCHUEPBACH, P., R. S. ABHARI, M. G. ROSE, T. GERMAIN, I. RAAB und J. GIER: *Effects of Suction and Injection Purge-Flow on the Secondary Flow Structures of a High-Work Turbine*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.132:021021, 2010.
- [88] SCHWIENSTEK, A. O., JENS VON WOLFERSDORF und E. CHEHAB: *Numerical Prediction of the Minimum Purge Flow Required to Seal Rotor-Stator Cavities Against Hot Gas Ingestion*. ISABE paper ISABE2007-1243, 2007.
- [89] SHAHPAR, S. und B.L. LAPWORTH: *PADRAM: Parametric Design and Rapid Meshing System for Turbomachinery Optimisation*. ASME paper GT2003-38698, 2003.
- [90] SPALART, P. R. und S. R. ALLMARAS: *A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows*. AIAA paper AIAA1992-0439, 1992.
- [91] SPURK, J. H.: *Stroemungslehre - Eine Einfuehrung in die Theorie der Stroemungen*. Springer, Berlin, 4. Auflage, 1996.
- [92] STITZEL, S. und K. A. THOLE: *Flow Field Computations of Combustor-Turbine Interactions Relevant to a Gas Turbine Engine*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.126, 1:pp.122–129, 2004.
- [93] TURELL, M. D., P. J. STOPFORD, K. J. SYED und EOGHAN BUCHANAN: *CFD Simulation of the Flow Within and Downstream of a High-Swirl Lean Premixed Gas Turbine Combustor*. ASME paper GT2004-53112, 2004.
- [94] WALLE, A.: *Diplomarbeit: Einfluss der Sperrlufteinblasung auf die Aerodynamik einer Niedermachzahl Turbinenstufe*. Diplomarbeit, Technische Universitaet Darmstadt, 2009.
- [95] WALLIS, A. M., J. D. DENTON und A. A. J. DEMARGNE: *The Control of Shroud Leakage Flows to Reduce Aerodynamic Losses in a Low Aspect Ratio, Shrouded Axial Flow Turbine*. ASME Journal of Turbomachinery, vol.123, 2:pp.334–341, 2001.
- [96] WIKIPEDIA: *Oelpreis 1861-2007*. Schlagwort Oelpreis, 2010.

[97] WIKIPEDIA: *Weltweiter Luftverkehr*. Schlagwort Luftverkehr, 2010.



Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Stavros Pyliouras
Geburtsdatum	20. März 1981
Geburtsort	Wiesbaden

Schulausbildung

1987 bis 1991	Goetheschule in Wiesbaden
1991 bis 2000	Gymnasium am Mosbacher Berg in Wiesbaden

Studium

10.2000 bis 09.2005	Technische Universität Darmstadt Fachrichtung Allgemeiner Maschinenbau
08.2002	Massachusetts Institute of Technology Teilnahme am <i>International Design Contest</i>

Beruflicher Werdegang

10.2005 bis 12.2005	Wissenschaftlicher Mitarbeiter Technische Universität Darmstadt Fachgebiet für Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe
01.2006 bis 09.2006	Entwicklungsingenieur Rolls-Royce Deutschland, Dahlewitz
10.2006 bis 07.2010	Wissenschaftlicher Mitarbeiter Technische Universität Darmstadt Fachgebiet für Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe
seit 08.2010	Entwicklungsingenieur Siemens, Mülheim a. d. Ruhr